



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

# **THERMAL RE-DESIGN HIGH PRESSURE FEED WATER HEATER PLTU PT. PJB UBJ O&M PAITON UNIT 9**

**NAUFAN AZKA HABIBULLAH**  
**NRP 2112100042**

Dosen Pembimbing :  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2016**



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

**THERMAL RE-DESIGN HIGH PRESSURE FEED  
WATER HEATER PLTU PT. PJB UBJ O&M  
PAITON UNIT 9**

**NAUFAN AZKA HABIBULLAH**  
Registration No. 2112100042

Academic Advisor :  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

DEPARTMENT MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2016

**THERMAL RE-DESIGN HIGH PRESSURE FEEDWATER  
HEATER PLTU PT. PJB UBJ O&M PAITON UNIT 9**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada Bidang Studi Teknik Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**NAUFAN AZKA HABIBULLAH**  
NRP. 2112 100 042

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME  
(NIP. 195312191981031001) .....  
(Pembimbing)
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.  
(NIP. 195310191979031002) .....  
(Penguji I)
3. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD.  
(NIP. 197105241997021001) .....  
(Penguji II)
4. Bb. Arip Dwiyantoro, ST, M.Eng, PhD.  
(NIP. 197804012002121001) .....  
(Penguji III)

SURABAYA  
Juli, 2016

# ***THERMAL RE-DESIGN HIGH PRESSURE FEED WATER HEATER PLTU PT. PJB UBJ O&M PAITON UNIT 9***

**Nama Mahasiswa : Naufan Azka Habibullah**  
**NRP : 2112100042**  
**Jurusan : Teknik Mesin, FTI-ITS**  
**Dosen Pembimbing: Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.**

## **ABSTRAK**

PLTU PT. PJB UBJ O&M Paiton Unit 9 merupakan salah satu unit pembangkit milik PT. PLN yang berkapasitas 660 MW. Pada PLTU PJB Unit 9 menerapkan siklus Rankine Regeneratif dengan komponen tambahan 3 buah *High Pressure Heater*, 3 buah *Low Pressure Heater* dan 1 buah *Deaerator*. *High Pressure Heater* merupakan *heat exchanger* bertekanan tinggi yang bertujuan meningkatkan temperatur *feedwater* sebelum masuk *boiler* dengan fluida panas berupa ekstraksi *High Pressure* dan *Intermediate Pressure Turbine*. Konsumsi bahan bakar pada *boiler* akan semakin menurun seiring dengan kenaikan temperatur *feedwater* yang masuk ke *boiler*, sehingga efisiensi siklus pembangkit akan meningkat. Namun, HPH 3 pada PLTU PJB Unit 9 Paiton telah mengalami kebocoran sehingga temperatur *feedwater* yang masuk *boiler* menurun. Hal tersebut menyebabkan konsumsi bahan bakar pada *boiler* meningkat, sehingga efisiensi siklus pembangkit menurun. Oleh karena itu, perlu dilakukan *re-design* pada HPH 3 agar didapatkan desain HPH 3 dengan performa yang lebih baik.

*Re- design* dilakukan dengan analisis termodinamika dan perpindahan panas. Data HPH 3 yang digunakan disesuaikan dengan kondisi operasi dan data desain HPH 3 pada PT. PJB UBJ O&M Unit 9 Paiton. Metode yang digunakan untuk *re-design* adalah metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*). Variasi yang digunakan pada proses *re-design* adalah variasi

kecepatan aliran di dalam *tube* dan jarak *baffle* untuk mendapatkan desain paling optimal.

Hasil yang didapatkan dari perancangan HPH 3 adalah *heat duty* yang harus dipenuhi adalah 80690.3288 kW. HPH 3 terdiri dari 4 zona, yaitu zona *Desuperheating*, zona *Condensing I*, zona *Condensing II*, dan zona *Subcooling*. Desain baru HPH 3 adalah panjang *tube* zona *Desuperheating* 1.3404 m, zona *Condensing I* 3.162 m, zona *Condensing II* 2.5157 m, zona *Subcooling* 2.0166 m. Jumlah *baffle* pada masing-masing zona adalah 1 buah pada zona *Desuperheating*, 7 buah pada zona *Condensing I*, 3 buah pada zona *Condensing II*, dan 1 buah pada zona *Subcooling*. Dimensi *tube* yang digunakan adalah diameter luar *tube* 15.88 mm, tebal *tube* 2.1 mm, jumlah *tube* 3574 buah, dan diameter dalam *shell* 1.936 m. *Pressure drop* yang terjadi pada sisi *tube* sebesar 0.4158 bar dan pada sisi *shell* sebesar 0.3955 bar.

**Kata kunci :** *High Pressure Heater, Multi Zone Heat Exchanger, Re-design*

***THERMAL RE-DESIGN HIGH PRESSURE FEED  
WATER HEATER PLTU PT. PJB UBJ O&M PAITON  
UNIT 9***

**Name** : Naufan Azka Habibullah  
**NRP** : 2112100042  
**Department** : Mechanical Engineering, FTI-ITS  
**Advisor** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.

***ABSTRACT***

*Power Plant PT. PJB UBJ O & M Paiton Unit 9 is one of the power plant by PT. PLN which has capacity of 660 MW. Steam power plant PJB Unit 9 apply Regenerative Rankine cycle with an additional component of 3 pieces High Pressure Heater, 3 pieces of Low Pressure Heater and a Deaerator. High Pressure Heater is a high-pressure heat exchanger which aims to increase the feedwater temperature before entering the boiler with the extraction of High Pressure and Intermediate Pressure Turbine as hot fluid. The fuel consumption of the boiler will decrease as the temperature increases the feedwater enters the boiler, therefore the cycle efficiency of plant will increase. However, HPH 3 at PJB Unit 9 Paiton power plant sprung a leak so that the temperature of the boiler feedwater entering decline. This caused the boiler fuel consumption increases, so that the generation cycle efficiency decreases. Therefore, it is necessary to do the re-design in order to obtain concessions HPH 3 designs with better performance.*

*Re- design is analyzed with thermodynamics and heat transfer analysis. Data of HPH 3 used is according to operating conditions and the design data of HPH 3 PT. PJB UBJ O & M Unit 9 Paiton. The method used for the re-design is LMTD method (Log Mean Temperature Difference). Variations that will be used in the process of re-design is a variation of the flow*

*velocity in the tube and baffle spacing to get the most optimal design.*

*Results obtained from the design HPH 3 is the heat duty that must be met is 80690.3288 kW. HPH 3 consists of four zones, which are Desuperheating zone, Condensing I zone, Condensing II zone and subcooling zone. The true length for each zone of HPH 3 is 1.3404 m for Desuperheating zone, 3.162 m for Condensing I zone, 2.5157 m for Condensing II zone, 2.0166 m for Subcooling zone. The number of baffles in each zone is 1 on Desuperheating zone, 7 pieces on Condensing I zone, 3 pieces on Condensing II zone, and 1 on subcooling zone. Dimensions tube used is 15.88 mm for outside tube diameter, 2.1 mm for tube thickness, 3574 pieces of the tube number, and 1,936 m inside shell diameter. Pressure drop that occurs in the tube side is 0.4158 bar and in the shell side is 0.3955 bar.*

***Keyword : High Pressure Heater, Multi Zone Heat Exchanger, Re-design***

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
TITLE PAGE	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK.....	i
ABSTRACT .....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	x
DAFTAR TABEL.....	xii
BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah .....	3
1.4 Tujuan Penelitian .....	3
1.5 Manfaat Penelitian .....	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	4
2.1 Dasar Teori .....	4
2.1.1 Gambaran Umum Proses di PLTU Paiton Unit 9.4	
2.1.2 High Pressure Heater .....	4
2.1.3 Analisis Termodinamika.....	7
2.1.4 Analisis <i>Heat exchanger</i> dengan Metode LMTD 11	
2.1.5 Perpindahan Panas Eksternal dan Internal.....	12
2.1.6 Perhitungan Thermal Resistance .....	19
2.1.7 Perhitungan Pressure Drop .....	21
2.2 Penelitian Terdahulu .....	24
2.2.1 Devia Gahana Cindi Alfian [2013] .....	24
2.2.2 Irfan S.Hussaini, Syed M. Zubair, M.A.Antar [2006] 25	
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....	27
3.1 Sistematika Penelitian.....	27



3.2 Flowchart Penelitian .....	27
3.2.1 Identifikasi Masalah dan Persiapan Penelitian ...	28
3.2.2 Pengumpulan Data .....	29
3.2.3 Re-design HPH 3 .....	30
<b>BAB 4 ANALISIS DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>38</b>
4.1 Data yang Digunakan .....	38
4.2 Analisis Termodinamika .....	38
4.2.1 Laju Perpindahan Panas pada Sisi <i>Shell</i> .....	41
4.2.2 Laju Perpindahan Panas pada Sisi <i>Tube</i> .....	45
4.3 Analisis Perpindahan Panas pada <i>Heat Exchanger</i> dengan Metode <i>Log Mean Temperatur Difference</i> (LMTD) .....	46
4.3.1 Perhitungan $\Delta T_{LMTD}$ Tiap Zona .....	46
4.3.2 Perhitungan Luas Perpindahan Panas Tiap Zona	47
4.3.3 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi Sisi Perpindahan Panas Sisi <i>Tube</i> .....	49
4.3.4 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi Sisi Perpindahan Panas Sisi <i>Shell</i> .....	53
4.4 Analisis Pressure drop .....	64
4.4.1 Perhitungan <i>Pressure drop</i> Sisi <i>Tube</i> .....	64
4.4.2 Perhitungan <i>Pressure drop</i> Sisi <i>Shell</i> .....	66
4.5 Analisis Nilai Koefisien Konveksi dan <i>Pressure</i> <i>drop</i> .....	69
4.5.1 Grafik Pengaruh Jarak <i>Baffle</i> terhadap Koefisien Konveksi dan <i>Pressure drop</i> Sisi <i>Shell</i> .....	69
4.5.2 Grafik Pengaruh Kecepatan Aliran Dalam <i>Tube</i> terhadap Nilai Koefisien Konveksi dan <i>Pressure drop</i> Sisi <i>Tube</i>	71
4.6 Desain Optimal HPH 3 .....	73
<b>BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>76</b>
5.1 Kesimpulan .....	76

5.2 Saran .....	77
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>78</b>
<b>DAFTAR LAMPIRAN .....</b>	<b>79</b>
LAMPIRAN A.....	80
LAMPIRAN B .....	95

## DAFTAR TABEL

Tabel 1.1 Perkembangan Rasio Elektrifikasi.....	2
Tabel 3.1 Data desain dan operasi <i>HPH 3</i> .....	29
Tabel 4.1 Data desain dan <i>properties</i> fluida pada <i>HPH 3</i> .....	38
Tabel 4.2 Variasi Kecepatan Aliran pada <i>Tube</i> .....	49
Tabel 4.3 Spesifikasi <i>tube</i> pada <i>HPH 3</i> .....	49
Tabel 4.4 Nilai <i>Reynolds number</i> untuk tiap variasi kecepatan..	50
Tabel 4.5 Nilai <i>Nusselt number</i> untuk tiap variasi kecepatan.....	51
Tabel 4.6 Nilai koefisien konveksi untuk tiap variasi kecepatan	52
Tabel 4.7 Variasi <i>baffle spacing</i> .....	53
Tabel 4.8 Properties fluida zona <i>Desuperheating</i> .....	54
Tabel 4.9 Properties fluida zona <i>Condensing I</i> .....	56
Tabel 4.10 Properties fluida zona <i>Condensing II</i> .....	59
Tabel 4.11 Properties fluida zona <i>Desuperheating</i> .....	62
Tabel 4.12 Jumlah <i>tube</i> tiap variasi kecepatan .....	64
Tabel 4.13 <i>Pressure drop</i> tiap variasi kecepatan .....	66
Tabel 4.14 <i>Pressure drop</i> sisi <i>shell</i> variasi <i>baffle spacing</i> .....	67
Tabel 4.15 Desain Optimal <i>HPH 3</i> .....	73
Tabel 4.16 Dimensi desain baru dan desain lama <i>HPH 3</i> .....	74
Tabel 5.1 Spesifikasi desain baru <i>HPH 3</i> .....	76
Tabel B.1 <i>Design Parameter Of HP Heaters</i> .....	95

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Siklus Rankine Sederhana.....	5
Gambar 2.2 Siklus Rankine dengan beberapa komponen tambahan .....	6
Gambar 2.3 <i>High Pressure Heater</i> .....	7
Gambar 2.4 Distribusi temperatur pada masing-masing zona <i>high pressure heater</i> .....	8
Gambar 2.5 Massa di dalam volume atur.....	9
Gambar 2.6 Volume atur pada sebuah sistem <i>Heat Exchanger</i> ..	10
Gambar 2.7 Distribusi temperatur pada <i>counterflow heat exchanger</i> .....	12
Gambar 2.8 Aliran fluida melintasi : a) <i>aligned tube banks</i> , b) <i>staggered tube banks</i> .....	13
Gambar 2.9 Jarak <i>pitch</i> pada (a) <i>aligned tube banks</i> (b) <i>staggered tube banks</i> .....	14
Gambar 2.10 a.) <i>Square pitch tube layout</i> , b.) <i>Triangular pitch tube layout</i> .....	15
Gambar 2.11 Macam-macam <i>plate baffle</i> .....	16
Gambar 2.12 Macam-macam <i>rod baffle</i> .....	17
Gambar 2.13 Tahanan termal pada <i>tube</i> .....	20
Gambar 2.14 <i>Fouling</i> pada sisi <i>tube</i> .....	21
Gambar 2.15 Grafik hubungan antara <i>Baffle Spacing</i> dan koefisien konveksi serta <i>pressure drop</i> .....	24
Gambar 2.16 Distribusi temperatur pada area sepanjang <i>heat exchanger</i> .....	26
Gambar 2.17 Perbandingan antara laju perpindahan panas terhadap panjang <i>tube</i> .....	26
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	28
Gambar 3.2 Skema Sederhana HPH 3 .....	29
Gambar 3.3 <i>Flowchart re-design</i> HPH 3.....	33
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> Kecepatan Optimal dalam <i>Tube</i> .....	35

Gambar 3.5 <i>Flowchart</i> Jumlah <i>Baffle</i> Optimal .....	37
Gambar 4.1 <i>High pressure heater</i> 3.....	39
Gambar 4.2 Skema sederhana HPH 3.....	40
Gambar 4.3 Pembagian <i>section</i> pada HPH 3.....	41
Gambar 4.4 Distribusi temperatur HPH 3.....	42
Gambar 4.5 Dimensi dan spesifikasi <i>tube</i> .....	50
Gambar 4.6 Grafik pengaruh <i>baffle spacing</i> terhadap nilai <i>h</i> dan <i>pressure drop</i> .....	69
Gambar 4.7 Grafik pengaruh kecepatan aliran dalam <i>tube</i> terhadap nilai koefisien konveksi dan <i>pressure drop</i> sisi <i>tube</i> .....	71
Gambar 4.8 Sketsa desain baru HPH 3 .....	75

## DAFTAR LAMPIRAN

### LAMPIRAN A

Tabel A-1 Hasil perhitungan pada *V tube side* 1.45 m/s untuk tiap variasi jarak *baffle*

Tabel A-2 Hasil perhitungan pada *V tube side* 1.6 m/s untuk tiap variasi jarak *baffle*

Tabel A-3 Hasil perhitungan pada *V tube side* 1.75 m/s untuk tiap variasi jarak *baffle*

Tabel A-4 Hasil perhitungan pada *V tube side* 1.9 m/s untuk tiap variasi jarak *baffle*

Tabel A-5 Hasil perhitungan pada *V tube side* 2.052 m/s untuk tiap variasi jarak *baffle*

Tabel A-6 Hasil desain optimal untuk tiap variasi *V tube side*

### LAMPIRAN B

Tabel B-1 *Design Parameter Of HP Heaters*

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Saat ini listrik merupakan bahan konsumsi masyarakat yang tak terhindarkan. Mulai dari masyarakat miskin, masyarakat kelas menengah hingga masyarakat kelas atas. Di Indonesia, kebutuhan listrik semakin meningkat seiring dengan waktu dan dengan semakin berkembangnya bidang Industri. Berdasarkan RUPTL (RENCANA USAHA PENYEDIAAN TENAGA LISTRIK) PT PLN (PERSERO) 2015 – 2024, jumlah rumah tangga yang sudah berlistrik dibagi dengan jumlah rumah tangga yang ada (rasio elektrifikasi) mengalami kenaikan dari tahun ke tahun, yaitu dari 65.0% pada tahun 2009 menjadi 84.0% pada tahun 2014. Pada periode tersebut kenaikan rasio elektrifikasi pada wilayah-wilayah Jawa-Bali, Sumatera, Kalimantan, Sulawesi dan pulau lainnya diperlihatkan pada tabel 1.1. Dari data rasio elektrifikasi tersebut dapat dilihat bahwa setiap tahun rasio elektrifikasi di Indonesia semakin meningkat. Untuk mengimbangi peningkatan penggunaan listrik di Indonesia maka setiap tahun semua pembangkit listrik di Indonesia juga harus ditingkatkan performa dan kualitasnya. Peningkatan kinerja PLTU ditunjang oleh berbagai peralatan yang memadai dan memiliki kemampuan kerja yang optimal.

Salah satu peralatan yang memegang peranan penting dalam sistem PLTU adalah *boiler*. *Boiler* merupakan komponen yang berguna untuk memproduksi uap pada tekanan dan suhu tertentu. Selanjutnya uap yang dihasilkan tersebut digunakan untuk menggerakkan turbin uap. Untuk dapat menghasilkan listrik yang lebih besar namun dengan jumlah bahan bakar yang sama, maka efisiensi siklus pembangkit harus ditingkatkan. Salah satu cara untuk meningkatkan efisiensi siklus pembangkit adalah dengan mengurangi jumlah bahan bakar yang digunakan untuk

memanasi air di dalam *boiler*. Jika temperatur uap yang dihasilkan *boiler* dijaga tetap, maka jumlah bahan bakar yang digunakan dapat berkurang jika temperatur air yang masuk ke *boiler* dinaikkan. Komponen-komponen yang digunakan untuk menaikkan temperatur air sebelum masuk *boiler* adalah *economizer*, *High Pressure Heater* (HPH), dan *Low Pressure Heater* (LPH).

Pada PLTU PJB Paiton Unit 9, jumlah HPH yang digunakan sebanyak 3 buah, yaitu HPH 1,2, dan 3. Namun yang akan dibahas pada tugas akhir ini adalah HPH 3. HPH 3 ini merupakan *heat exchanger* jenis *shell and tube heat exchanger tipe U-Tube*. Saat ini, HPH 3 pada PLTU Paiton Unit 9 sering mengalami kebocoran, sehingga dilakukan proses *plugging*. Pihak perusahaan merencanakan untuk melakukan *re-design* HPH 3 sebagai rujukan desain baru jika *tube* yang *dipugging* telah mencapai batas maksimal toleransi. Oleh karena itu perlu adanya analisis HPH 3 sehingga dapat dilakukan *re-design* jika HPH 3 telah mengalami penurunan performa yang cukup besar.

Tabel I.1 Perkembangan Rasio Elektrifikasi

Wilayah	2009	2010	2011	2012	2013	2014
RE Sumatera	62,7	65,0	71,4	76,2	81,0	84,5
RE Jawa-Bali	67,6	70,5	73,6	78,2	83,2	87,0
RE Indonesia Timur	50,6	52,6	59,0	64,6	70,5	73,9
RE Indonesia	63,5	66,2	70,5	75,3	80,4	84,0

## 1.2 Rumusan Masalah

Kerusakan yang terjadi pada HPH 3 PLTU PJB Paiton unit 9 dapat mengurangi efisiensi termal PLTU dan umur komponen itu sendiri. Kebocoran pada HPH 3 ini terjadi berulang kali sehingga perlu dilakukan *re-design*. Desain tersebut meliputi besarnya bidang perpindahan panas efektif, jumlah dan susunan *baffle*, dan jarak antar *baffle*. Analisis akan dilakukan dalam bentuk perhitungan laju perpindahan panas, *overall heat transfer*



*coefficient* (U), luas perpindahan panas (A), dan *pressure drop* ( $\Delta P$ ) untuk masing-masing zona perpindahan panas pada HPH.

### 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dan asumsi yang akan digunakan pada penelitian adalah:

1. Analisis dilakukan berdasarkan data operasi PLTU PJB Paiton Unit 9
2. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan
3. Kondisi operasi *steady state*
4. Proses perpindahan panas secara radiasi diabaikan
5. Perancangan tidak melibatkan analisis ekonomi, metalurgi, dan manufaktur
6. Aliran dalam pipa diasumsikan *fully developed*
7. Faktor pengotor diabaikan

### 1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah maka tujuan penelitian adalah:

1. Untuk mengatasi masalah kebocoran pada HPH 3
2. Untuk mendesain ulang *High Pressure Heater* dengan analisis termal dan analisis perpindahan panas
3. Untuk mendapatkan dimensi baru *High Pressure Heater* yang lebih baik.

### 1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini sebagai berikut:

1. Mengetahui aplikasi dari ilmu termodinamika dan perpindahan panas serta mengaplikasikannya dalam perancangan *heat exchanger*
2. Mendapatkan desain baru dari hasil perancangan HPH yang memiliki performa yang lebih baik dari desain HPH sebelumnya

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Dasar Teori**

##### **2.1.1 Gambaran Umum Proses di PLTU Paiton Unit 9**

PLTU Paiton Unit 9 merupakan salah satu unit pembangkit listrik milik PLN yang dioperasikan oleh PT. PJB. Proses produksi listrik pada PLTU menerapkan proses siklus Rankine. Siklus Rankine Sederhana tersusun atas 4 komponen utama seperti dalam Gambar 2.1, yaitu Pompa, *Boiler*, Turbin uap, dan Kondensor. Namun, siklus Rankine Sederhana tidak digunakan pada proses PLTU karena siklus Rankine Sederhana memiliki efisiensi termal yang rendah.

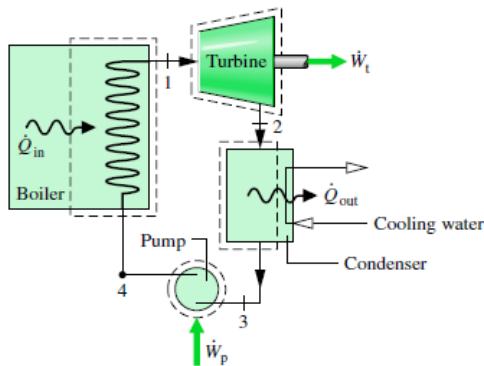
Efisiensi termal yang rendah berdampak pada penggunaan bahan bakar yang semakin besar. Karena kekurangan tersebut maka beberapa komponen perlu ditambahkan agar efisiensi termal siklus meningkat. PLTU Paiton Unit 9 menerapkan siklus Rankine Regeneratif dengan beberapa komponen tambahan yang berguna untuk meningkatkan kinerja dan efisiensi termal siklus. Komponen-komponen tambahan yang dimaksud adalah *High Pressure (HP) Turbine*, *Intermediate Pressure (IP) Turbine*, *Low Pressure (LP) Turbine*, 3 buah *Low Pressure Heater*, *Deaerator*, dan 3 buah *High Pressure Heater*, seperti pada Gambar 2.2.

##### **2.1.2 High Pressure Heater**

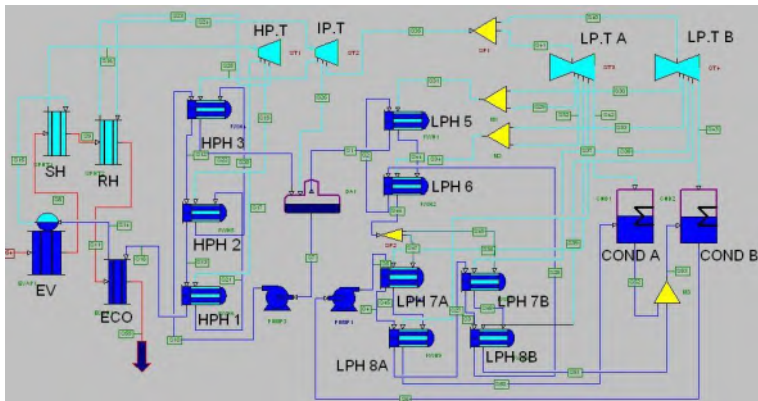
*High Pressure Heater* adalah *feedwater heater* bertekanan tinggi. *Feedwater heater* merupakan salah satu komponen tambahan pada siklus Rankine yang didesain untuk meningkatkan temperatur *feedwater* sebelum masuk ke *boiler*. Peningkatan temperatur *feedwater* akan mengurangi jumlah konsumsi batu bara pada *boiler*, sehingga efisiensi termal siklus akan meningkat. *Feedwater heater* dibagi menjadi 2 tipe, yaitu *Open Feedwater Heater* dan *Close Feedwater Heater*. PLTU

Paiton Unit 9 menggunakan kedua tipe *feedwater heater* tersebut, yaitu berupa 1 buah *Open Feedwater Heater* dan 6 buah *Close Feedwater Heater*. 6 buah *Close Feedwater Heater* tersebut terdiri atas 3 buah *HP Heater* dan 3 buah *LP Heater*.

Dalam *Open Feedwater Heater*, terjadi percampuran antara *feedwater* dengan uap hasil ekstraksi yang bertemperatur dan bertekanan lebih tinggi sehingga *feedwater* yang dihasilkan mempunyai temperatur yang lebih tinggi dibandingkan dengan *feedwater* yang masuk ke *Open Feedwater Heater*. Pada *Closed Feedwater Heater*, aliran uap hasil ekstraksi dari turbin tidak bercampur dengan aliran *feedwater*. *High Pressure Heater* yang digunakan di PLTU Paiton Unit 9 merupakan *closed feedwater heater* berbentuk *shell and tube heat exchanger*. *Feedwater* yang akan masuk ke dalam *boiler* dialirkan melalui sisi *tube* HPH, sedangkan uap hasil ekstraksi turbin akan berkondensasi di sisi *shell*. Gambar 2.3 adalah gambaran HPH dan bagian-bagian yang terdapat di dalamnya.



Gambar II.1 Siklus Rankine Sederhana

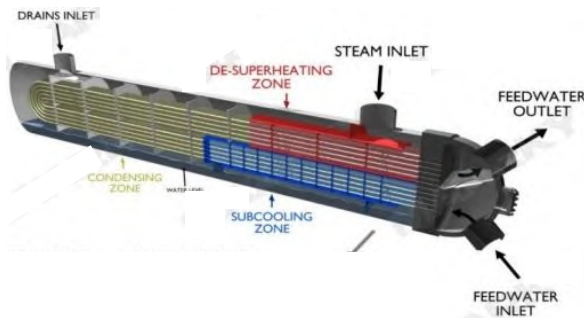


Gambar II.2 Siklus Rankine dengan beberapa komponen tambahan

Pada Gambar 2.3 dapat dilihat bahwa *High Pressure Heater* memiliki tiga bagian utama yaitu zona *Desuperheating*, zona *Condensing*, dan zona *Subcooling*. Zona *Desuperheating* merupakan zona penurunan temperatur uap panas lanjut yang masuk ke dalam HPH hingga mencapai temperatur uap jenuh. Zona *Condensing* merupakan zona perubahan fase uap jenuh menjadi cair jenuh. Dalam zona ini uap tidak mengalami perubahan temperatur tetapi hanya mengalami perubahan fase. Zona *Subcooling* merupakan zona penurunan temperatur uap yang telah berubah fase menjadi cair jenuh hingga mencapai temperatur *subcool*. Drain dari zona *Subcooling* akan dialirkan ke *Feedwater Heater* yang bertekanan lebih rendah. Pada *High Pressure Heater 3*, terdapat 3 inlet dan 2 outlet. Inlet pertama adalah *steam inlet* yang merupakan saluran masuk uap *superheated* hasil ekstraksi dari *Intermediate Turbin*. Inlet kedua adalah *drain inlet* yaitu saluran masuk hasil kondensasi *steam* dari *High Pressure Heater* yang bertekanan lebih tinggi. Inlet ketiga adalah *feedwater inlet* yang berasal dari *Deaerator*. Outlet pertama adalah *drain/condensate outlet* yang terdapat pada zona

*Subcooling*. *Drain outlet* adalah saluran keluar fluida campuran antara uap ekstraksi yang telah berkondensasi menjadi air dengan air *drain* dari HPH sebelumnya (*inlet 2*). Air *drain* dari HPH 3 akan dialirkan masuk ke *Deaerator*. Sedangkan *outlet 2* adalah *feedwater outlet*, yaitu saluran keluar *feedwater* yang telah dipanaskan menuju *High Pressure Heater* dengan tekanan lebih tinggi (HPH 2).

Gambar 2.4 merupakan gambar distribusi temperatur pada masing-masing zona di dalam *High Pressure Heater*. Pada Gambar 2.4 dapat dilihat bahwa pada daerah peralihan antara zona *desuperheating* dan *condensing* terdapat *residual superheat*. *Residual superheat* adalah sisa panas lanjut dari *steam* yang keluar dari *desuperheating zone*. Temperatur pada akhir zona *desuperheating* harus sekitar 5°F diatas temperatur *saturated*. Pemberian toleransi temperatur tersebut dilakukan untuk menanggulangi *residual superheat* dan mencegah erosi pada *tube bundle*.



Gambar II.3 *High Pressure Heater*

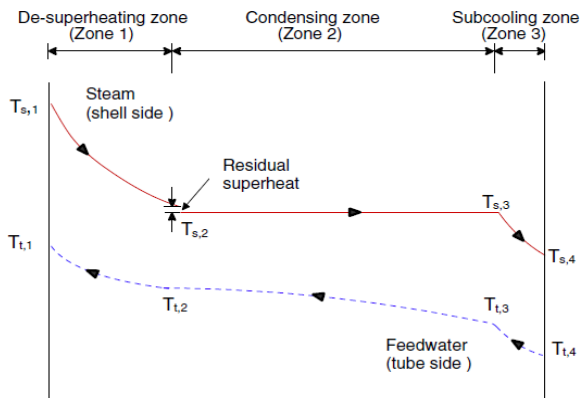
### 2.1.3 Analisis Termodinamika

*High pressure heater* dapat dikaji sebagai sebuah volume atur. Volume atur merupakan pembatasan daerah tinjauan pada suatu komponen untuk mempermudah perhitungan dan proses

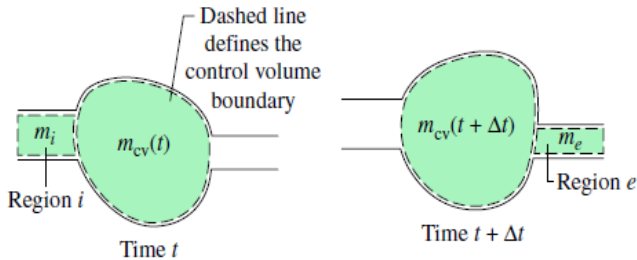
analisis. Massa dan energi dapat melewati batas volume atur selama proses, tetapi volume sistem diatur tetap. Kondisi di dalam volume atur diasumsikan *steady* untuk memudahkan dalam perhitungan. *Steady state* yaitu suatu keadaan dimana semua properti tidak berubah terhadap waktu. Begitu pula untuk laju aliran massa dan laju perpindahan energi oleh kalor maupun kerja juga tidak berubah terhadap waktu.

➤ Kestimbangan Massa dan Energi

Dalam sebuah volume atur seperti pada Gambar 2.5,  $m_i$  adalah jumlah massa yang akan masuk ke dalam volume atur dan  $m_{cv}(t)$  adalah jumlah massa di dalam volume atur. Setelah perubahan waktu sebesar  $\Delta t$ , jumlah massa di dalam volume atur berubah menjadi  $m_{cv}(t + \Delta t)$  dan massa yang keluar volume atur berjumlah  $m_e$ . Total massa selama



Gambar II.4 Distribusi temperatur pada masing-masing zona *high pressure heater*



Gambar II.5 Massa di dalam volume atur

perubahan waktu tersebut adalah konstan, sehingga dapat dirumuskan seperti persamaan 2.1.

$$m_i + m_{cv}(t) = m_{cv}(t + \Delta t) + m_e \dots \dots \dots (2.1)$$

$$m_i - m_e = m_{cv}(t + \Delta t) - m_{cv}(t) \dots \dots \dots (2.2)$$

Pada persamaan 2.2 dapat diketahui bahwa jumlah penambahan massa di dalam volume atur pada interval waktu  $\Delta t$  adalah selisih antara massa masuk dengan massa keluar volume atur. Jika persamaan 2.2 ditinjau sebagai laju aliran massa pada interval waktu  $\Delta t$ , maka akan menjadi persamaan 2.3,

$$\frac{m_i}{\Delta t} - \frac{m_e}{\Delta t} = \frac{m_{cv}(t + \Delta t) - m_{cv}(t)}{\Delta t} \dots \dots \dots (2.3)$$

atau dapat dinyatakan seperti persamaan 2.4

$$\dot{m}_i - \dot{m}_e = \frac{dm_{cv}}{dt} \dots \dots \dots (2.4)$$

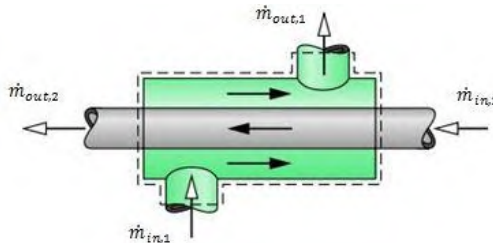
$dm_{cv}/dt$  adalah laju perubahan massa di dalam volume atur. Dengan asumsi *steady state*, maka

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = 0 \dots \dots \dots (2.5)$$

$$\dot{m}_i - \dot{m}_e = 0 \dots \dots \dots (2.6)$$

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \dots \dots \dots (2.7)$$

Persamaan 2.7 merupakan persamaan kesetimbangan massa, yaitu jumlah laju aliran massa masuk volume atur sama dengan jumlah laju aliran massa keluar volume atur, dengan asumsi *steady state*.



Gambar II.6 Volume atur pada sebuah sistem *Heat Exchanger*

sedangkan Hukum Konservasi Energi adalah sebagai berikut :

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Total Energi} \\ \text{yang melewati sistem} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{Total Energi} \\ \text{masuk sistem} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{c} \text{Total Energi} \\ \text{keluar sistem} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Perubahan Energi} \\ \text{bersih di sistem} \end{array} \right]$$

Energi yang dapat melewati sistem adalah  $Q$  (energi panas) dan  $W$  (kerja), sehingga secara matematis dapat dirumuskan seperti persamaan 2.8,

$$(\dot{Q} - \dot{W}) + \sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} = \frac{dE}{dt} \dots \dots \dots (2.8)$$

Dengan,

- $\dot{Q}$  bernilai positif jika masuk sistem/volume atur, dan bernilai negatif jika keluar sistem
- $\dot{W}$  bernilai negatif jika masuk sistem/volume atur, dan bernilai positif jika keluar sistem

Karena keadaan *steady state* maka,

$$\frac{dE}{dt} = 0 \dots \dots \dots (2.9)$$

sehingga

$$(\dot{Q} - \dot{W}) + \sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} = 0 \dots \dots \dots (2.10)$$

Jumlah energi masuk maupun keluar volume atur terdiri dari entalpi, energi kinetik dan energi potensial, sehingga dapat dirumuskan seperti persamaan 2.11 dan 2.12

$$\sum \dot{E}_{in/out} = \dot{m}_{in/out} \left( h_{in/out} + \frac{v_{in/out}^2}{2} + g z_{in/out} \right) \dots \dots \dots (2.11)$$



$$(\dot{Q} - \dot{W}) + \dot{m}_{in}(h_{in} + \frac{v_{in}^2}{2} + g \cdot z_{in}) - \dot{m}_{out}(h_{out} + \frac{v_{out}^2}{2} + g \cdot z_{out}) = 0 \dots\dots\dots(2.12)$$

### 2.1.4 Analisis *Heat exchanger* dengan Metode LMTD

Analisis *heat exchanger* dapat dilakukan dengan menggunakan metode *Log Mean Temperature Difference (LMTD)*. Metode ini digunakan untuk mendesain suatu *heat exchanger* dengan data berupa temperatur fluida masuk dan fluida keluar. Berdasarkan karakteristik aliran pada *heat exchanger*, *High Pressure Heater 3* merupakan tipe *counterflow heat exchanger*. Gambar 2.7 adalah distribusi temperatur pada *counterflow heat exchanger*:

Berdasarkan *LMTD*, besarnya *heat rate* ( $q$ ) adalah sebagai berikut:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \dots\dots\dots(2.13)$$

dengan :  $U$  = overall heat transfer coefficient (W/m<sup>2</sup>.K)

$A$  = luasan perpindahan panas (m<sup>2</sup>)

$\Delta T_{lm}$  = beda temperatur rata-rata (°C)

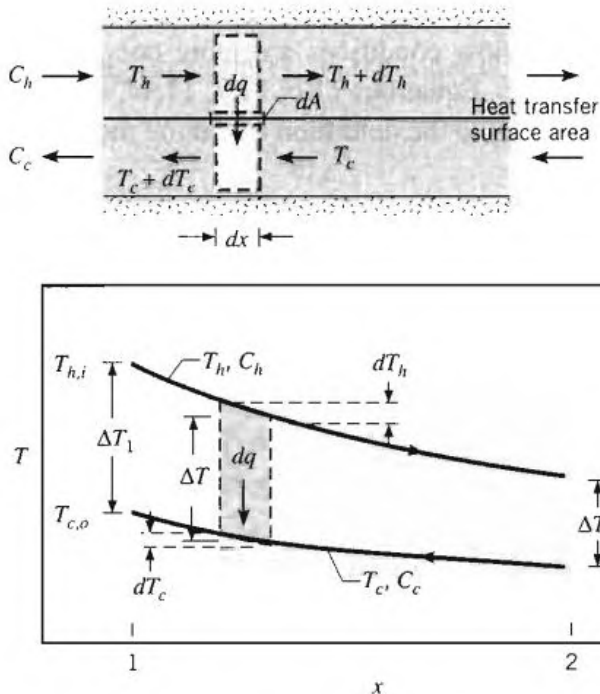
Nilai beda temperatur rata-rata ( $\Delta T_{lm}$ ) untuk *counterflow heat exchanger* dirumuskan sebagai berikut:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \dots\dots\dots(2.14)$$

dengan :

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \dots\dots\dots(2.15)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \dots\dots\dots(2.16)$$



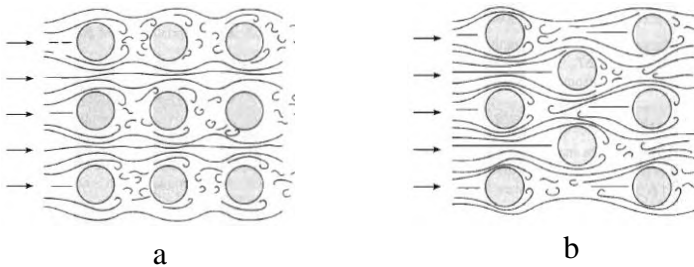
Gambar II.7 Distribusi temperatur pada *counterflow heat exchanger*

### 2.1.5 Perpindahan Panas Eksternal dan Internal

#### ➤ Perpindahan Panas Eksternal

Perpindahan panas yang terjadi di luar *tube* (sisi *Shell*) dianalisis berdasarkan perpindahan panas secara konveksi yang melewati susunan *tube* pada *heat exchanger*. Perpindahan panas yang terjadi sangat dipengaruhi oleh turbulensi aliran, susunan *tube*, dan jumlah *tube*. Ada 2 jenis susunan *tube banks* yang biasa digunakan pada *heat exchanger* yaitu tipe *aligned* dan *staggered*.

Pada Gambar 2.8 dapat dilihat bahwa aliran fluida yang melintasi *tube banks* dengan susunan *staggered* memiliki tingkat



Gambar II.8 Aliran fluida melintasi : a) *aligned tube banks*, b) *staggered tube banks*

turbulensi lebih besar dibandingkan dengan aliran yang melintasi *tube banks* dengan susunan *aligned*. Hal ini disebabkan pada *staggered tube banks* posisi *tube* berseling, sehingga aliran yang akan melewati *tube banks* akan terhalang dan menimbulkan olakan. Olakan/turbulensi aliran menyebabkan koefisien konveksi bertambah besar, hal tersebut menyebabkan perpindahan panas lebih baik dibandingkan dengan saat *tube banks* tersusun secara *aligned*. Selain dipengaruhi oleh susunan *tube banks*, besarnya olakan (turbulensi) yang terbentuk juga dipengaruhi oleh kecepatan aliran. Semakin besar kecepatan aliran maka semakin besar pula olakan yang ditimbulkan.

Pada *aligned tube banks* terdapat 2 variasi jarak *pitch* yaitu *transversal pitch* ( $S_T$ ) dan *longitudinal pitch* ( $S_L$ ). Sedangkan pada *staggered tube banks* terdapat 3 variasi jarak *pitch* yaitu *transversal pitch* ( $S_T$ ), *longitudinal pitch* ( $S_L$ ) dan *diagonal pitch* ( $S_D$ ). Pada Gambar 2.9 dapat dilihat luas area yang akan dilewati aliran dari masing-masing susunan *tube banks*. Berdasarkan persamaan 2.29 dapat diketahui bahwa koefisien konveksi akan semakin besar jika  $NU_D$  meningkat, sedangkan  $NU_D$  meningkat seiring dengan peningkatan *Reynolds Number*. Berdasarkan alasan tersebut maka perlu diketahui berapa nilai *Reynolds number* yang terjadi pada sisi shell, nilai *Reynolds Number* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$Re_s = \frac{\dot{m}.D_e}{A_s.\mu} \dots\dots\dots (2.28)$$

dengan,  $\dot{m}$  = Laju aliran massa

$$A_s = \text{Crossflow area}, A_s = \frac{ID_{shell} \cdot C \cdot B}{P_T}$$

$B$  = baffle spacing

$C$  = clearance antar tube

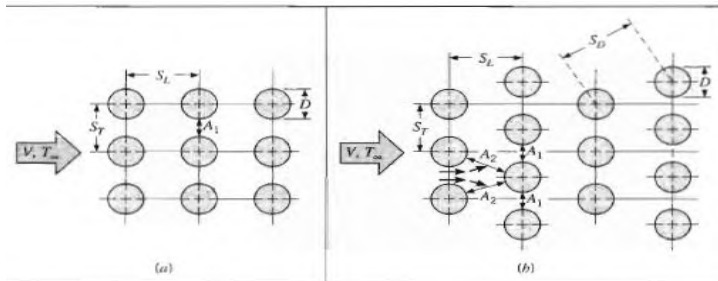
$\mu$  = viskositas absolut fluida

$D_e$  = diameter ekuivalen,

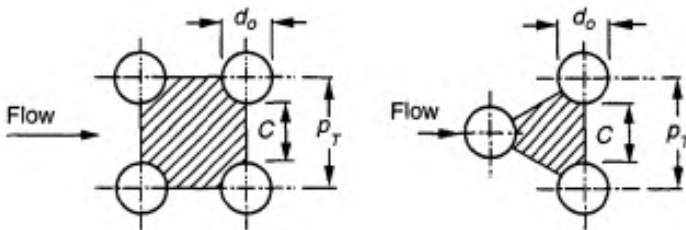
$$\text{untuk square pitch-tube layout, } D_e = \frac{4 \cdot (P_T^2 - \pi d_o^2 / 4)}{\pi d_o},$$

$$\text{untuk triangular pitch-tube layout, } D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2},$$

Koefisien perpindahan panas pada aliran yang melintasi *tube banks* dipengaruhi oleh posisi aliran di sela-sela *tube*. Koefisien perpindahan panas pada baris pertama bernilai sama dengan koefisien perpindahan panas aliran yang melintasi *single tube* pada *cross flow*, kemudian meningkat seiring dengan bertambahnya baris. *Tube* pada baris pertama bertindak sebagai penyebab turbulensi aliran, sehingga dapat meningkatkan koefisien konveksi pada baris berikutnya.



Gambar II.9 Jarak pitch pada (a) *aligned tube banks* (b) *staggered tube banks*



Gambar II.10 a.) *Square pitch tube layout*, b.) *Triangular pitch tube layout*

Secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati *tube banks* dalam shell dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$$\bar{h} = \frac{NU_D \cdot k}{D_e} \dots\dots\dots (2.29)$$

$$\overline{NU_D} = 0,36 \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \dots\dots\dots (2.30)$$

$$\overline{NU_D} = 0,36 \cdot \left(\frac{\dot{m} \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_b}\right)^{0.55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \dots\dots\dots (2.31)$$

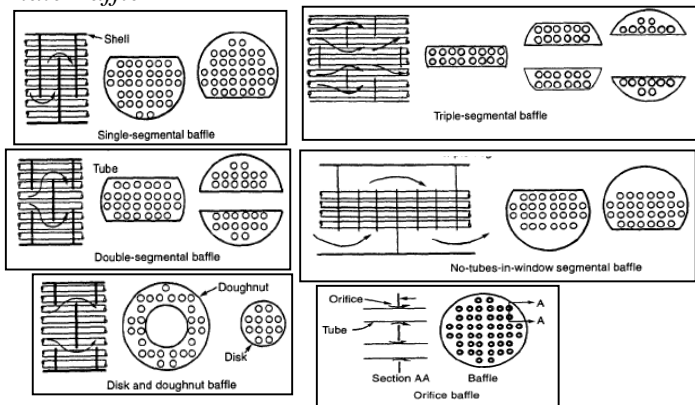
dengan :  $Nu_D$  = *Nusselt Number*  
 $Re$  = *Reynolds Number*  
 $Pr$  = *Prandtl number*  
 $k$  = konduktifitas termal  
 $D_e$  = diameter ekuivalen

Selain itu, perpindahan panas juga dipengaruhi oleh *baffle*. Penambahan *baffle* akan mempengaruhi luasan yang dilalui oleh aliran. Luas area berpengaruh pada jumlah panas yang dapat dipindahkan dari fluida panas ke fluida dingin. Semakin besar luas area perpindahan panas maka panas yang dapat dipindahkan juga semakin besar. Penambahan *baffle* juga berpengaruh pada kecepatan aliran fluida. Semakin tinggi kecepatan aliran maka nilai *Reynolds number* juga semakin tinggi dan aliran menjadi

lebih turbulen. Turbulensi aliran menyebabkan nilai perpindahan panas yang terjadi semakin besar. Namun, penambahan *baffle* juga menyebabkan *pressure drop*. Jika jarak *baffle* terlalu dekat, luas perpindahan panas akan semakin besar, namun *pressure drop* juga semakin besar. Jika jarak *baffle* terlalu jauh, *pressure drop* yang terjadi menurun, namun luas perpindahan panas menjadi kurang optimal dan *tube* akan lebih mudah mengalami vibrasi. Dengan mempertimbangkan beberapa hal tersebut maka perlu dihitung berapa jarak optimum *baffle*.

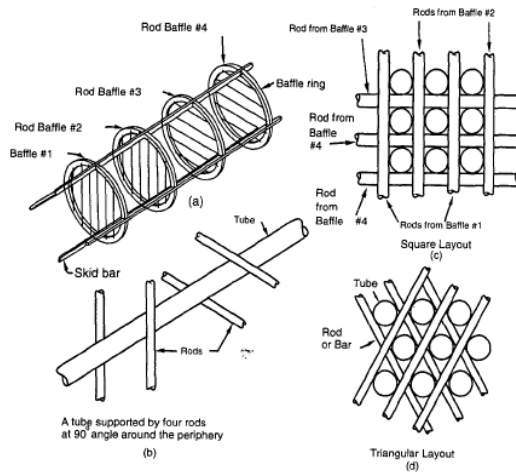
Pada *heat exchanger*, *baffle* memiliki 2 fungsi yaitu untuk menjaga agar konstruksi *tube* berada pada kondisi rigid sehingga dapat mencegah vibrasi yang berlebihan pada *tube* dan mengarahkan aliran dalam *shell* untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas yang besar. Ada 2 tipe *baffle* yang sering digunakan pada *heat exchanger* yaitu *plate baffle* dan *rod baffle*.

- *Plate Baffle*



Gambar II.11 Macam-macam *plate baffle*

- *Rod Baffle*



Gambar II.12 Macam-macam *rod baffle*

### ➤ Perpindahan Panas Internal

Perpindahan panas yang terjadi di dalam *tube* dianalisis berdasarkan perpindahan panas yang terjadi pada aliran internal. Aliran internal adalah aliran fluida yang dibatasi oleh *surface*. Pada aliran internal ini, tidak memungkinkan adanya perkembangan *boundary layer*. Berbeda dengan aliran eksternal yang memungkinkan terjadinya perkembangan *boundary layer* karena alirannya tidak dibatasi oleh *surface*. Terdapat 2 jenis aliran yaitu aliran laminar dan aliran turbulen. Kedua jenis aliran ini dapat dibedakan berdasarkan pola aliran tersebut. Suatu aliran fluida akan berpola turbulen jika aliran tersebut memiliki nilai *Reynolds number* lebih dari 2300 (aliran dalam pipa), sedangkan jika *Reynolds number* kurang dari 2300 maka aliran tersebut akan berpola laminar. Berikut adalah persamaan yang dapat digunakan untuk menghitung nilai *Reynolds number* :

$$\text{Re}_D = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \dots\dots\dots (2.32)$$

Karena  $\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A_c$  dan nilai  $A_c = \pi D^2/4$  (aliran di dalam *circular tube*), maka untuk mencari *Reynolds number* dapat pula dihitung dengan persamaan 2.33

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu} \dots\dots\dots (2.33)$$

dengan :  $\rho$ = massa jenis fluida  
 $v$ = kecepatan aliran  
 $D$ = diameter dalam *tube*  
 $\mu$ = viskositas absolut fluida  
 $\dot{m}$ = laju aliran massa

a. Aliran Laminar

Aliran laminar adalah aliran yang memiliki *Reynolds number*  $< 2300$  untuk aliran di dalam *tube*. Perpindahan panas pada aliran laminar di dalam *circular tube* dapat ditinjau dari 2 kondisi yaitu pada saat *heat flux* permukaan konstan dan pada saat *temperature surface* konstan. Pada *circular tube* dengan karakteristik *uniform surface heat flux*, aliran laminar serta *fully developed conditions*, nilai *Nusselt number* nya berupa suatu konstanta yang besarnya tidak bergantung pada *Re*, *Pr* dan *axial location*. Persamaan 2.34 dan 2.35 adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai *Nusselt number* pada aliran laminar.

$$Nu_D = 4.36 \text{ (qs'' = konstan)} \dots\dots\dots (2.34)$$

$$Nu_D = 3.66 \text{ (Ts = konstan)} \dots\dots\dots (2.35)$$

b. Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah aliran yang memiliki nilai *Reynolds number*  $> 2300$  untuk aliran di dalam *tube*. Berdasarkan *Gnielinski's correlation*, nilai *Nusselt number* pada aliran turbulen dapat dihitung menggunakan persamaan 2.36

$$Nu_D = \frac{(f/2) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/2)^{0,5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \dots\dots\dots (2.36)$$

dengan :  $f = (1,58 \cdot \ln Re_D - 3,28)^{-2}$   
 $Re_D$  = *Reynolds number* sisi tube  
 $Pr$  = *Prandtl number*



Persamaan 2.36 dapat diaplikasikan apabila memenuhi persyaratan berikut:

$$\left[ \begin{array}{l} Pr > 0,6 \\ Re_D > 2300 \\ L/D > 60 \end{array} \right]$$

### 2.1.6 Perhitungan Thermal Resistance

Sebelum menganalisis *thermal resistance* (R) dalam *heat exchanger* perlu diasumsikan bahwa perpindahan panas terjadi pada satu dimensi, tanpa ada energi bangkitan, dan properties zat dianggap konstan. *Total thermal resistance* dalam *Heat Exchanger* dapat dihitung dengan cara menjumlahkan tahanan termal akibat konduksi dan konveksi yang terjadi diantara dua fluida yang dibatasi oleh dinding *tube*. Nilai *thermal resistance* konduksi dan konveksi untuk benda berbentuk silinder dapat dihitung menggunakan persamaan 2.37 dan 2.38:

$$R_{\text{kond}} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kL} \dots\dots\dots (2.37)$$

$$R_{\text{konv}} = \frac{1}{h \cdot 2\pi r \cdot L} \dots\dots\dots (2.38)$$

Nilai tahanan termal yang terdapat dalam sistem terdiri atas tahanan termal akibat konveksi aliran dalam *tube*, konduksi dalam material silinder, dan konveksi aliran di luar *tube* seperti pada gambar 2.13, maka persamaan tahanan termal total pada sistem dapat dihitung dengan persamaan 2.39

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_2 2\pi r_2 L} \dots\dots\dots (2.39)$$

dengan :  $h_1$  = koefisien konveksi untuk aliran di luar *tube*

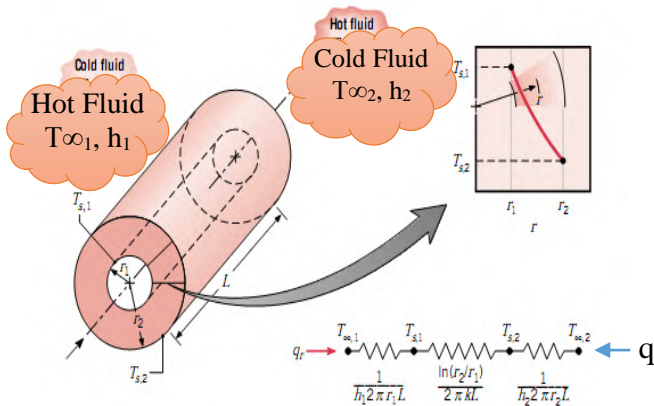
$h_2$  = koefisien konveksi untuk aliran di dalam *tube*

Nilai tahanan termal total dapat berubah akibat pengaruh *fouling* atau pengotor. *Fouling* dapat diartikan sebagai kotoran yang mengendap pada suatu permukaan seperti ditunjukkan pada Gambar 2.14. Kotoran yang mengendap di dalam maupun di luar *tube* dapat menyebabkan peningkatan tahanan termal karena akan terjadi penambahan tebal pada dinding *tube*. Tahanan termal total

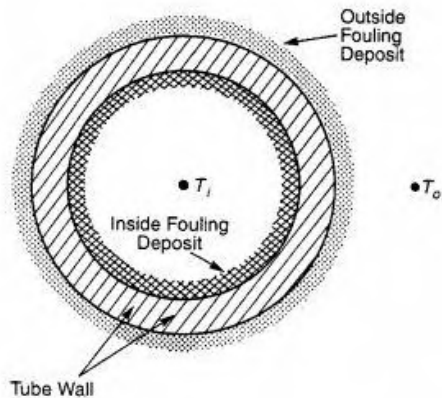
jika dalam tube terdapat *fouling* ditunjukkan pada persamaan 2.40.

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_2 2\pi r_2 L} + \frac{r_2}{r_1} \cdot R_{fi} + R_{fo} \dots\dots\dots (2.40)$$

dengan :  $R_{fi}$  = *fouling resistance* sisi dalam tube  
 $R_{fo}$  = *fouling resistance* sisi luar tube



Gambar II.13 Tahanan termal pada *tube*

Gambar II.14 *Fouling* pada sisi *tube*

## 2.1.7 Perhitungan Pressure Drop

### ➤ *Pressure Drop pada Sisi shell*

#### 1. *Desuperheating Zone*

Nilai *Pressure Drop* pada zona *Desuperheating* dapat dicari menggunakan persamaan 2.41:

$$\Delta P_{des..} = \frac{f \times G_s^2 \times ID_{shell} \times (Nb+1)}{2 \times \rho \times D_e \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}} \dots\dots\dots (2.41)$$

dengan :

$\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}$  = perbandingan antara  $\mu$  fluida dan  $\mu$  dinding

Nb = jumlah *baffle*

Gs = Laju alir massa tiap satuan luas (kg/m<sup>2</sup>.s)

$$G_s = \frac{\dot{m}_h}{A_s}$$

As = Luas *crossflow* (m<sup>2</sup>),  $A_s = \frac{ID_{shell} \times C.B.s}{P_T}$

IDshell = *Inner diameter shell* (m)

De = diameter ekivalen (m)

f = *friction factor*,

$$f = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln Re_s)$$

## 2. Condensing Zone

Nilai *Pressure drop* pada zona *condensing* diperoleh dengan pendekatan *pressure drop* aliran 2 fase pada *shell*. *Total pressure drop* pada aliran 2 fase yang melewati *tube bundle* meliputi *static pressure drop* akibat elevasi, *momentum pressure drop* dan *frictional pressure drop* akibat gesekan. Persamaan untuk mendapatkan *total pressure drop* ditunjukkan pada persamaan 2.42,

$$\Delta P_{\text{des.}} = \frac{f \times G_s^2 \times ID_{\text{shell}} \times (Nb+1)}{2 \times \rho \times D_e \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}} \dots \dots \dots (2.42)$$

dengan,  $f = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln Re_q)$

$$Re_q = Re_v \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_L}\right) \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_v}\right)^{0.5} Re_L \dots \dots \dots (2.43)$$

$$Re_v = \frac{G_s \cdot x \cdot D_e}{\mu_v} \dots \dots \dots (2.44)$$

$$Re_L = \frac{G_s \cdot (1-x) \cdot D_e}{\mu_L} \dots \dots \dots (2.45)$$

## 3. Subcooling Zone

Nilai *Pressure Drop* pada zona *Subcooling* dapat dicari menggunakan persamaan 2.46

$$\Delta P = \frac{f \times G_s^2 \times ID_{\text{shell}} \times (Nb+1)}{2 \times \rho \times D_e \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}} \dots \dots \dots (2.46)$$

dengan :

$$\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} = \text{perbandingan antara } \mu \text{ fluida dan } \mu \text{ dinding}$$

$$Nb = \text{jumlah } \textit{baffle}$$

$$G_s = \text{Laju alir massa tiap satuan luas (kg/m}^2\text{.s)}$$

$$, G_s = \frac{\dot{m}_h}{A_s}$$

$$A_s = \text{Luas } \textit{crossflow} \text{ (m}^2\text{)}, A_s = \frac{ID_{\text{shell}} \cdot C.B.s \text{ fix}}{P_T}$$

$$ID_{\text{shell}} = \text{Inner diameter shell (m)}$$

$$D_e = \text{diameter ekivalen (m)}$$

$$f = \text{friction factor,}$$

$$f = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln Re_s)$$

➤ **Pressure Drop pada sisi tube**

*Pressure drop* yang terjadi di dalam *tube* terdiri dari *headloss mayor* dan *headloss minor*. *Headloss mayor* terjadi akibat adanya gesekan pada aliran fluida di dalam *tube*. *Headloss minor* terjadi akibat adanya perubahan arah aliran di dalam *tube* (aliran *multipass*) dan adanya perubahan luasan (*sudden expansion* dan *sudden contraction*). *Headloss mayor* dapat dihitung menggunakan persamaan 2.47

$$H_{L\text{ mayor}} = f \frac{L}{d_i} \frac{v^2}{2} \dots\dots\dots (2.47)$$

Nilai *Headloss minor* dapat dihitung menggunakan persamaan 2.48

$$H_{L\text{ minor}} = k \frac{v^2}{2} \dots\dots\dots (2.48)$$

*Headloss* total dapat dihitung menggunakan persamaan 2.49

$$H_{L\text{ total}} = H_{L\text{ mayor}} + H_{L\text{ minor}}$$

$$H_{L\text{ total}} = \left( f \frac{L}{d_i} + k \right) \frac{v^2}{2} \dots\dots\dots (2.49)$$

Nilai *pressure drop* yang terjadi di sisi *tube* dapat dihitung menggunakan persamaan 2.50

$$\Delta P_{\text{tube}} = H_{L\text{ total}} \times \rho \dots\dots\dots (2.50)$$

Nilai *pressure drop* total aliran di dalam *tube bank* pada *shell and tube heat exchanger* dapat dihitung menggunakan persamaan 2.51

$$\Delta P_{\text{tube}} = \left( 4f \frac{L \cdot N_p}{d_i} + 4N_p \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \dots\dots\dots (2.51)$$

dengan ,  $\Delta P_{\text{tube}}$  = *pressure drop* pada *tube*

$H_{L\text{ mayor}}$  = *headloss mayor*

$H_{L\text{ minor}}$  = *headloss minor*

$H_{L\text{ total}}$  = *headloss total*

$f$  = *friction factor*,  $f = ((1,58 Re_D) - 3.28)^{-2}$

$L$  = panjang *heat exchanger* (m)

$v$  = kecepatan rata-rata aliran dalam *tube*

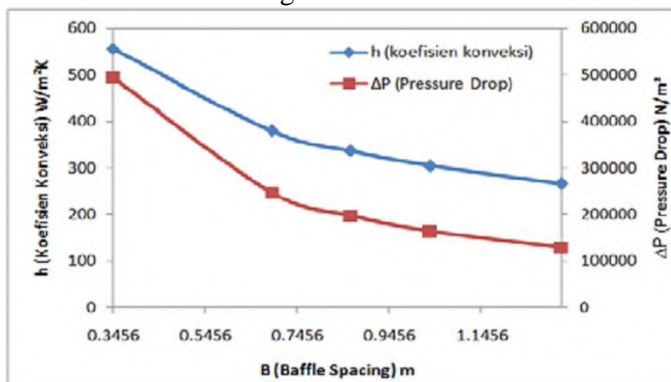
$N_p$  = Jumlah *tube passes*

## 2.2 Penelitian Terdahulu

Pada subbab ini akan dibahas mengenai penelitian-penelitian terdahulu yang akan digunakan sebagai dasar pertimbangan dalam re-design *high pressure heater*.

### 2.2.1 Devia Gahana Cindi Alfian [2013]

Devia Gahana Cindi Alfian [2013] melakukan penelitian yang berjudul “*Re-design High Pressure Heater (HPH) 5 pada Perusahaan Pembangkit Tenaga Listrik*”. Penelitian ini membahas tentang mendesain ulang *high pressure heater* pada salah satu perusahaan pembangkit listrik dengan tujuan untuk mendapatkan performa HPH yang lebih baik daripada desain HPH sebelum didesain ulang.



Gambar II.15 Grafik hubungan antara *Baffle Spacing* dan koefisien konveksi serta *pressure drop*

Gambar 2.16 menunjukkan semakin kecil nilai *baffle spacing* yang digunakan pada zona *Desuperheating* dapat mengakibatkan perpindahan panas dan *pressure drop* semakin besar. Hal ini disebabkan karena jarak antar *baffle* semakin kecil sehingga mengakibatkan fluida yang mengalir melewati *baffle* akan semakin berolak. Olakan aliran suatu fluida dapat

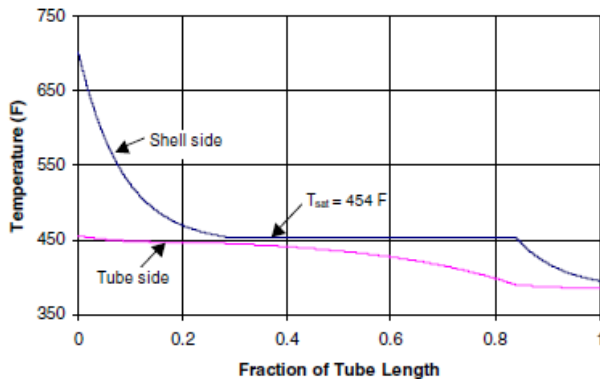
mengakibatkan proses perpindahan panas menjadi semakin besar begitu pula dengan nilai *pressure drop*nya.

### 2.2.2 Irfan S.Hussaini, Syed M. Zubair, M.A.Antar [2006]

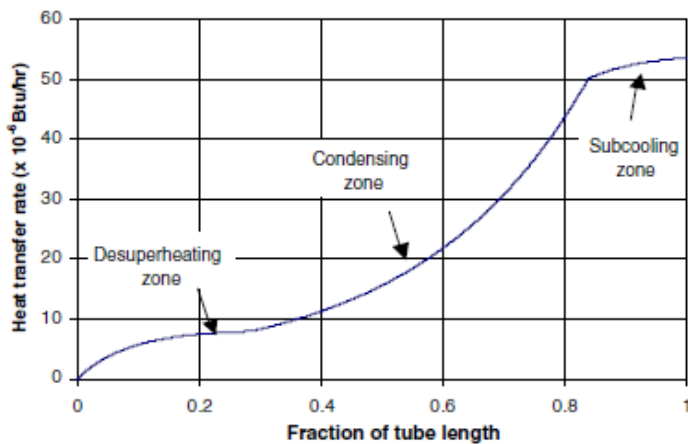
Irfan S.Hussaini, Syed M. Zubair, M.A.Antar [2006] dalam penelitiannya yang berjudul “*Area allocation in multi zone feedwater heaters*” melakukan penelitian yang bertujuan untuk mengetahui perpindahan panas yang terjadi pada zona-zona yang terdapat pada *feedwater heater* yaitu pada *desuperheating zone*, *condensing zone*, dan *subcooling zone*. Penelitian dilakukan pada *shell and tube heat exchanger* tipe *U-Tube* dengan arah aliran *counterflow*. Penelitian menggunakan metode LMTD untuk menghitung besar beda temperatur rata-rata yang terjadi pada setiap zona *feedwater heater*.

Pada Gambar 2.17 dapat diketahui bahwa temperatur *steam* pada *shell side* mengalami penurunan dari 701.9 °F menjadi 395 °F. Temperatur *feedwater* pada *tube side* mengalami kenaikan dari 385.4 °F menjadi 457.9 °F. Pada gambar juga dapat dilihat bahwa zona *desuperheating* memiliki prosentase area hampir 30% dari total area perpindahan panas pada *heat exchanger*.

Pada Gambar 2.18 dapat dilihat bahwa laju perpindahan panas pada *heat exchanger* semakin tinggi seiring dengan peningkatan panjang *tube*. Zona *condensing* memiliki prosentase area yang paling besar, disusul zona *desuperheating* dan zona *subcooling*. Dari kedua grafik yang didapat pada penelitian dapat disimpulkan bahwa area perpindahan panas terbesar pada *feedwater heater* terjadi pada zona *condensing* karena pada zona ini memiliki peningkatan *heat transfer rate* yang paling besar dibandingkan dengan 2 zona lainnya.



Gambar II.16 Distribusi temperatur pada area sepanjang *heat exchanger*



Gambar II.17 Perbandingan antara laju perpindahan panas terhadap panjang *tube*

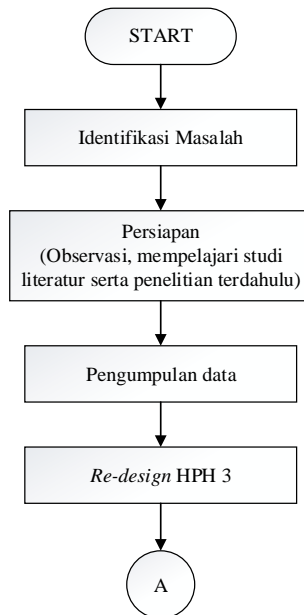


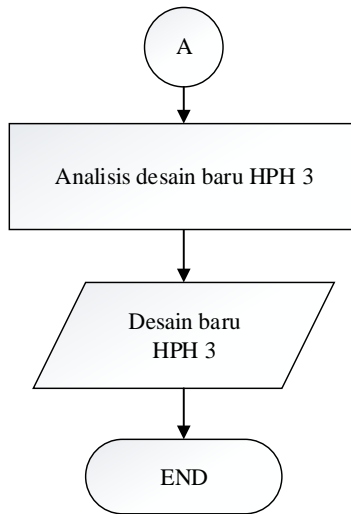
## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Sistematika Penelitian

Perancangan *High Pressure Heater 3* dilakukan dengan menggunakan analisis termodinamika dan perpindahan panas. Desain HPH 3 meliputi luas bidang perpindahan panas efektif, jumlah dan susunan *baffle*, tipe *baffle*, dan jarak optimal antar *baffle*. Analisis akan dilakukan dalam bentuk perhitungan laju perpindahan panas, *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ), luas perpindahan panas ( $A$ ), dan *pressure drop* ( $\Delta P$ ) untuk masing-masing zona perpindahan panas pada HPH.

### 3.2 Flowchart Penelitian





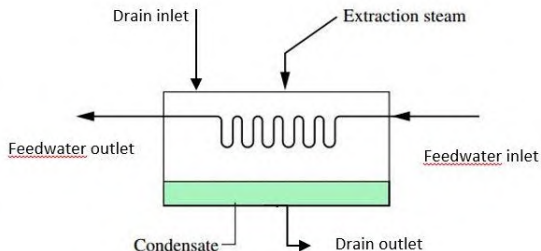
Gambar III.1 *Flowchart* Penelitian

### 3.2.1 Identifikasi Masalah dan Persiapan Penelitian

Hal pertama sebelum melakukan penelitian adalah menentukan apa masalah yang ingin diamati, kemudian diputuskan bagaimana cara untuk mengatasi masalah tersebut. Masalah yang diamati adalah kebocoran tube yang sering terjadi pada HPH 3 PLTU PT. PJB UBJ O&M. Cara yang dipilih untuk mengatasi hal tersebut adalah dengan mendesain ulang HPH 3. Tahap persiapan yang dilakukan sebelum melakukan *re-design* HPH 3 adalah melakukan observasi tentang kondisi HPH 3, dan mempelajari studi literatur serta penelitian terdahulu untuk menunjang penelitian

### 3.2.2 Pengumpulan Data

Data yang digunakan adalah data operasi dan data desain HPH 3 pada PLTU PT. PJB UBJ O&M Paiton Unit 9. Data desain dan operasi HPH 3 ditunjukkan pada Tabel 3.1, Tabel 3.2, dan Tabel 3.3.



Gambar III.2 Skema Sederhana HPH 3

Tabel III.1 Data desain dan operasi *HPH 3*

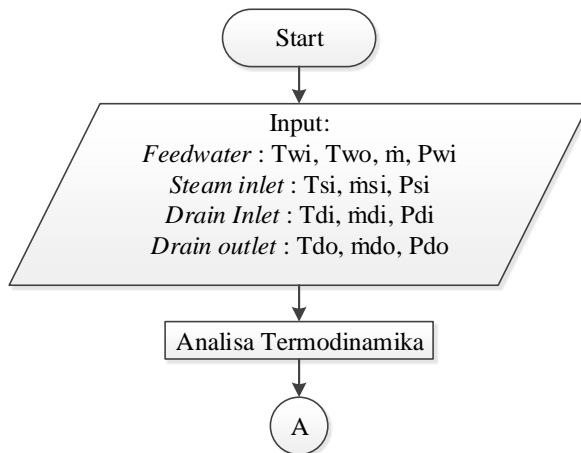
Item	Unit	Desain	10-12-15	18-01-16
<i>Feedwater flow rate</i>	t/h	2064.14	2006.9	1986.6
<i>Feedwater inlet temperature</i>	°C	179.2	183.28	182.23
<i>Feedwater outlet temperature</i>	°C	209.8	215.15	213.42
<i>Feedwater inlet pressure</i>	MPa	19.91	19.89	19.773
<i>Heating steam pressure</i>	MPa	1.899	1.9697	1.889
<i>Heating steam temperature</i>	°C	447.2	454.66	450.73
<i>Heating steam flow</i>	t/h	90.96	114.87	113.31
<i>Drain inlet flow</i>	t/h	296.91	300.46	287.03
<i>Drain inlet</i>	°C	215.3	235.23	221.43

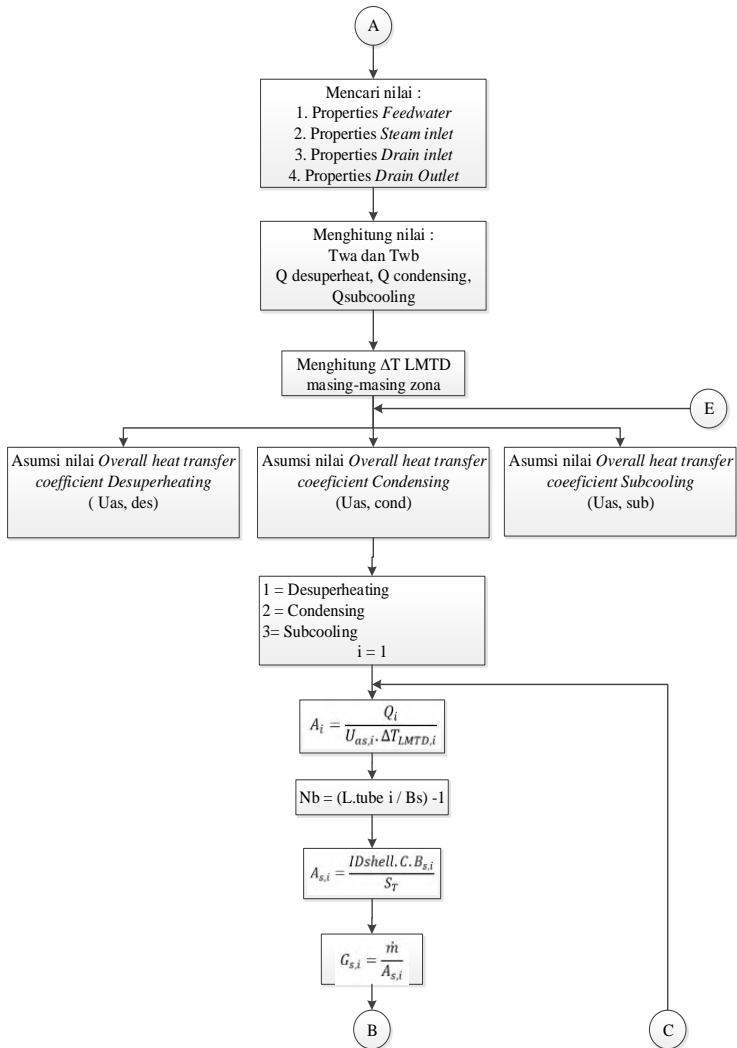
<i>temperature</i>				
<i>Drain inlet pressure</i>	MPa	3.876	3.789	3.89
<i>Drain outlet flow</i>	t/h	387.87	415.34	400.34
<i>Drain outlet temperature</i>	°C	184.7	205.56	207.56

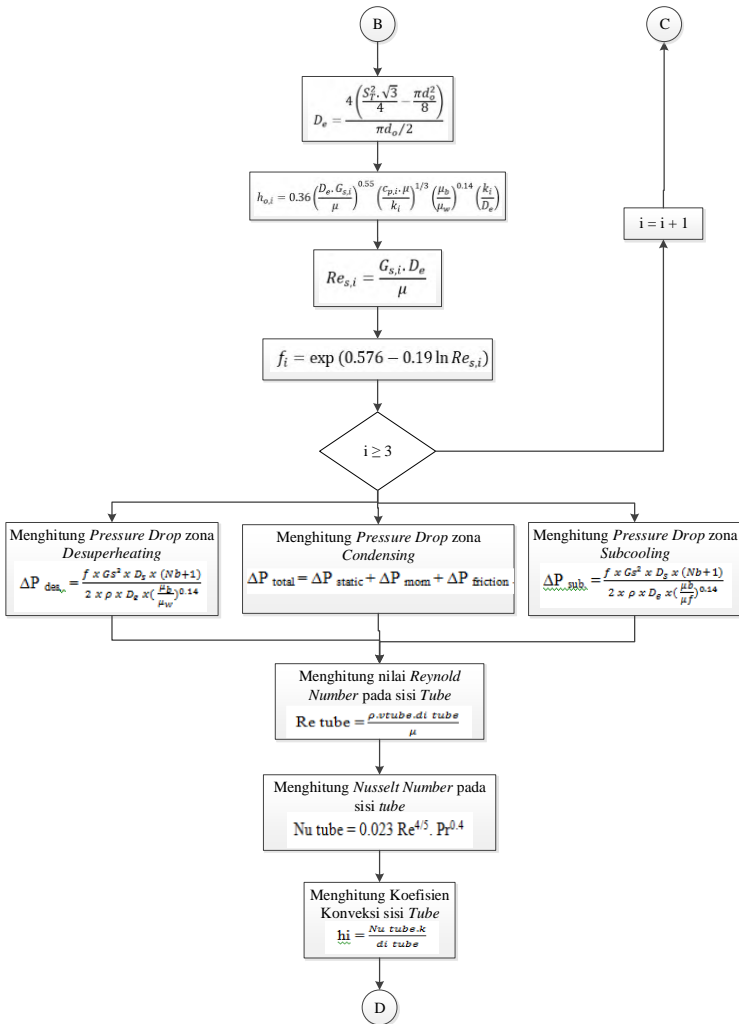
### 3.2.3 Re-design HPH 3

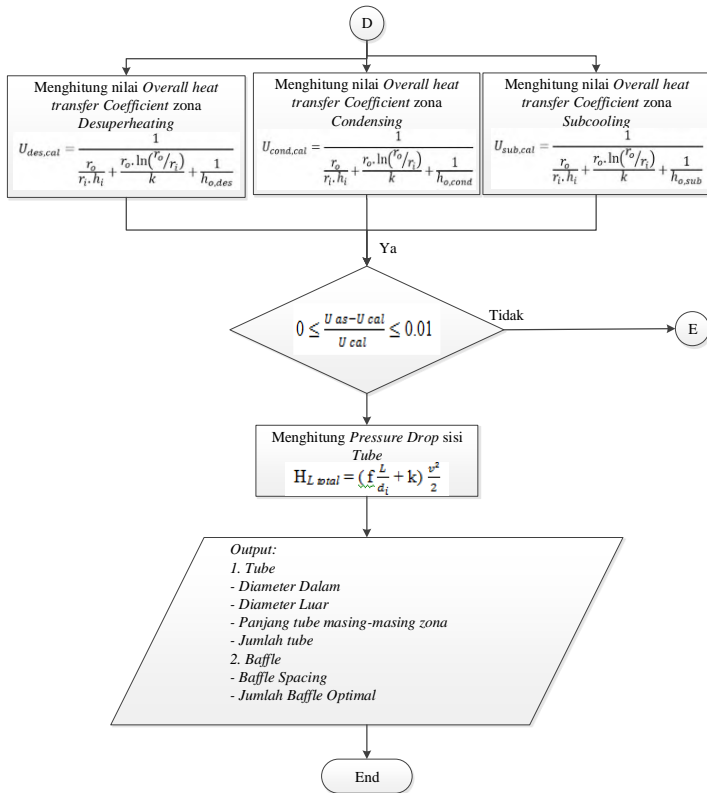
Urutan mendesain HPH 3 ditunjukkan pada flowchart Gambar 3.2 dan akan didapatkan dimensi baru HPH 3. Desain baru HPH 3 akan dianalisis bagaimana nilai *effectiveness* dan pressure drop, sehingga akan dilakukan variasi jarak *baffle* serta kecepatan fluida di dalam tube untuk mengetahui jarak *baffle* dan kecepatan fluida yang dapat menghasilkan performa HPH 3 terbaik.

#### a. Flowchart re-design HPH 3



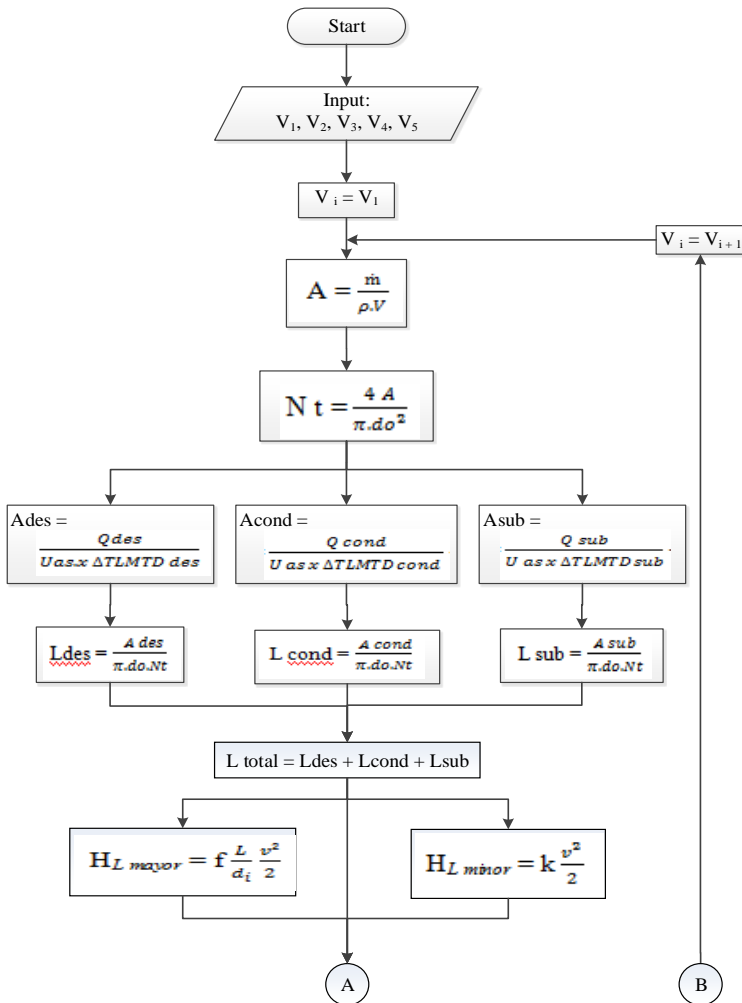




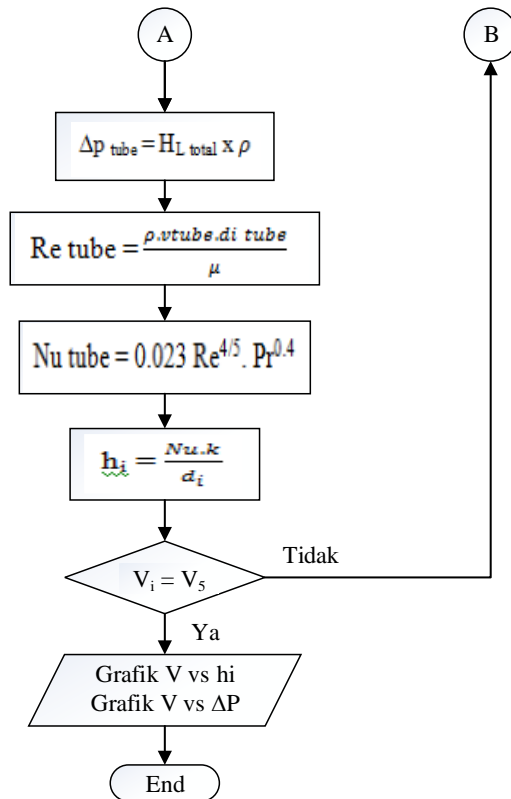


Gambar III.3 Flowchart re-design HPH 3

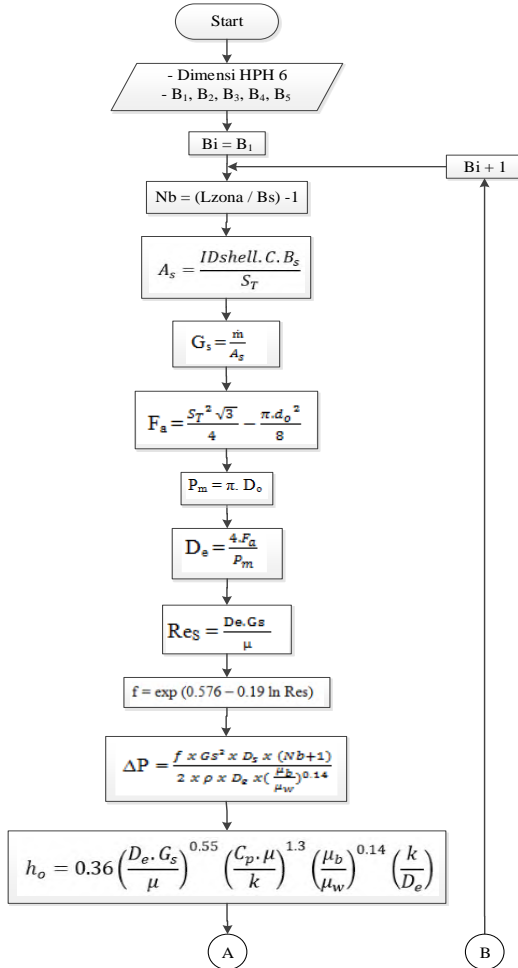
b. *Flowchart* Mencari Kecepatan Optimal Feedwater di dalam *Tube*

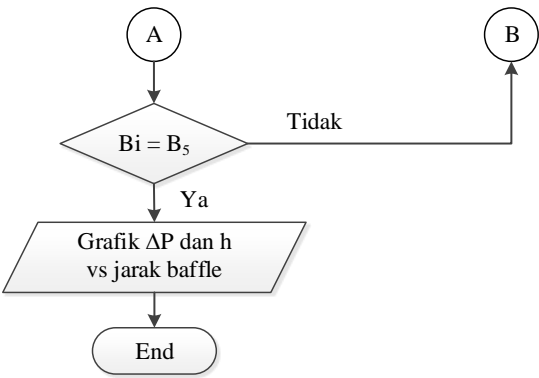






Gambar III.4 *Flowchart* Kecepatan Optimal dalam Tube

c. *Flowchart Mencari Jumlah Baffle Optimal*



Gambar III.5 *Flowchart* Jumlah *Baffle* Optimal

## BAB IV

### ANALISIS DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Data yang Digunakan

Proses *re-design* HPH 3 membutuhkan beberapa data untuk digunakan sebagai acuan. Data diperoleh dari PT. PJB UBJ O&M Unit 9 Paiton. Beberapa data yang digunakan adalah tekanan masuk, tekanan keluar, temperatur masuk, dan temperatur keluar *steam* maupun *feedwater* pada HPH 3. Data tersebut ditunjukkan pada Tabel 4.1 dan Gambar 4.1.

Tabel IV.1 Data desain dan *properties* fluida pada HPH 3

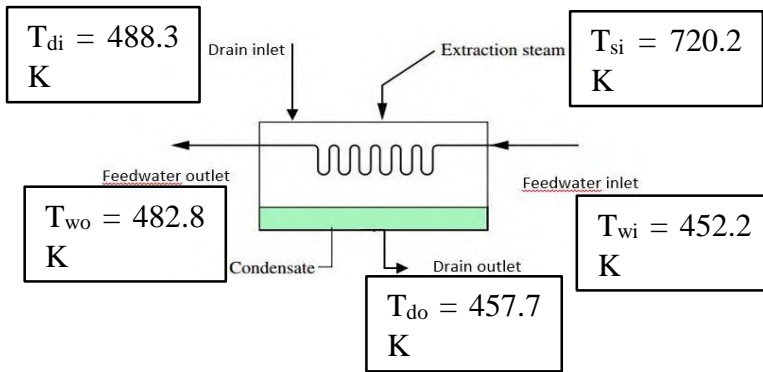
	<i>Steam In</i>	<i>Drain In</i>	<i>Drain Out</i>	<i>Feedwater In</i>	<i>Feedwater Out</i>
<b>Pressure (MPa)</b>	1.899	3.876	1.899	19.91	19.91
<b>Temperature (K)</b>	720.2	488.3	457.7	452.2	482.8
<b>Enthalpy (W/m<sup>2</sup>K)</b>	3353.1	922.55	784.31	769.62	903.72
<b>Mass Flowrate (Kg/s)</b>	25.267	82.475	107.742	573.372	573.372

Data tekanan dan temperatur untuk masing-masing fluida telah diketahui, maka *properties* masing-masing fluida dapat diketahui, seperti ditunjukkan pada Tabel 4.1.

#### 4.2 Analisis Termodinamika

*High Pressure Heater* 3 dianalisis secara termodinamika, sehingga HPH 3 dianggap sebagai sebuah volume atur. Dengan menggunakan data dari Tabel 4.1 maka HPH 3 dapat dianalisis dengan persamaan kesetimbangan energi sesuai dengan skema pada Gambar 4.2. Analisis termodinamika dilakukan pada kondisi *steady state*, sehingga persamaan kekekalan energi pada HPH 3 adalah sebagai berikut :

Gambar IV.1 *High pressure heater 3*



Gambar IV.2 Skema sederhana HPH 3

$$\begin{aligned}
 Q_{cold} &= \dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_{wo} - T_{wi}) \\
 &= 573,372 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (482,8 - 452,2) \text{ K} \\
 &= 76847.902 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

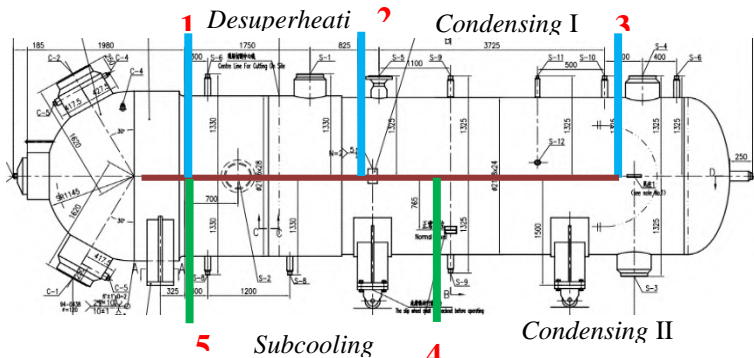
$$\begin{aligned}
 Q_{hot} &= Q_{cold} = 76847.902 \text{ kW} \\
 &= (\dot{m}_{si} \cdot h_{si}) + (\dot{m}_{di} \cdot h_{di}) - (\dot{m}_{do} \cdot h_{do}) \\
 &= (\dot{m}_{si} \times 3353,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) + (82,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 922,55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) - \\
 &\quad (107,741 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 784,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \\
 \dot{m}_{si} &= \frac{76847.902 \text{ kW} - (82,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 922,55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) + (107,741 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 784,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})}{3353,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \\
 \dot{m}_{si} &= 25.428 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 91.54 \frac{\text{T}}{\text{h}}
 \end{aligned}$$

Dari persamaan konservasi energi diatas didapatkan nilai  $\dot{m}_{si}$  sebesar 25.428 kg/s. HPH 3 merupakan *heat exchanger* yang berfungsi sebagai *heater*/pemanas, oleh karena itu nilai  $Q_{hot}$  harus

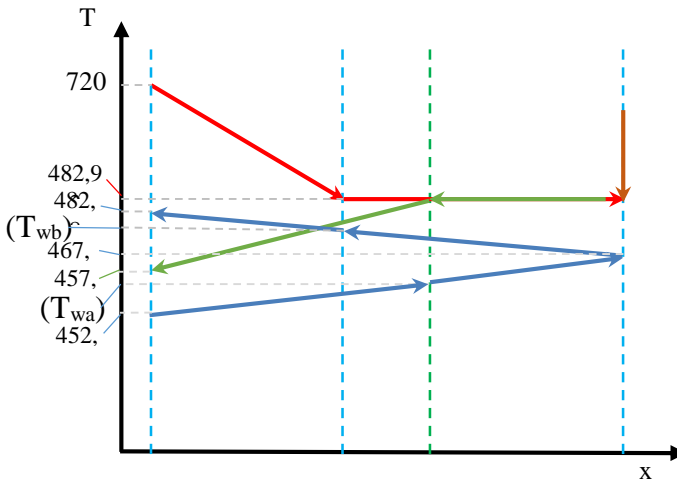
lebih besar daripada  $Q_{cold}$ . Untuk menjamin bahwa  $Q_{hot}$  lebih besar daripada  $Q_{cold}$  maka nilai  $\dot{m}_{si}$  ditingkatkan sebesar 10% menjadi  $29,2419 \frac{kg}{s}$ .

#### 4.2.1 Laju Perpindahan Panas pada Sisi *Shell*

Perhitungan laju perpindahan panas pada sisi *shell* dilakukan berdasarkan masing-masing zona pada HPH 3 meliputi zona *desuperheating*, *condensing* dan *subcooling*. Untuk memudahkan analisis, dilakukan pembagian *section* pada HPH 3 berdasarkan zona. Pembagian *section* pada HPH 3 seperti pada Gambar 4.3. Distribusi temperatur HPH 3 ditunjukkan pada



Gambar IV.3 Pembagian *section* pada HPH 3



Gambar IV.4 Distribusi temperatur HPH 3

**a. Zona Desuperheating (Section 1-2)**

$$Q_{\text{desuperheating}} = \dot{m}_{\text{si}} (h_{\text{si}} - h_{\text{g}})$$

$$Q_{\text{desuperheating}} = 29,2419 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3353,1 - 2796,1) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{desuperheating}} = 16287,763 \text{ kW}$$

**b. Zona Condensing**

Zona *condensing* pada HPH 3 dibagi menjadi 2 *section* yaitu zona *condensing* I dan *condensing* II. Sebelum menghitung laju perpindahan panas zona *condensing* maka temperatur aliran dalam *tube* pada *section* 2, 3, dan 4 harus sudah diketahui terlebih dahulu.

- Menghitung  $T_{\text{wa}}$

Analisis perhitungan dilakukan pada zona *subcooling* dengan  $Q_{\text{sub (shell)}}$  sama dengan  $Q_{\text{sub (tube)}}$ .

$$Q_{\text{sub(shell)}} = Q_{\text{sub(tube)}}$$



$$\begin{aligned}\dot{m}_{do} \cdot (h_f - h_{do}) &= \dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_{wa} - T_{wi}) \\ 107,741 \frac{kg}{s} \cdot (896,69 - 784,31) \frac{kJ}{kg} &= 573,372 \frac{kg}{s} \cdot 4,38 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (T_{wa} - 452,2) K \\ T_{wa} &= 457,2 K = 184,2 ^\circ C\end{aligned}$$

- Menghitung  $T_{wb}$   
Analisis perhitungan dilakukan pada zona *desuperheating* dengan  $Q_{des (shell)}$  sama dengan  $Q_{des (tube)}$ .

$$\begin{aligned}Q_{des (shell)} &= Q_{des (tube)} \\ 16287,763 \text{ kW} &= \dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_{wo} - T_{wb}) \\ 16287,763 \text{ kW} &= 573,372 \frac{kg}{s} \cdot 4,38 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (482,8 - T_{wb}) K \\ T_{wb} &= 476,314 K = 203,114 ^\circ C\end{aligned}$$

#### 1. **Condensing I (Section 2-3)**

Pada zona *condensing section 2-3* terjadi proses kondensasi *steam* yang berasal dari zona *desuperheating*. Perhitungan besarnya laju perpindahan panas pada *section* ini dilakukan dengan menggunakan persamaan konservasi energi, dimana  $Q_{cold}$  adalah laju perpindahan panas pada aliran dalam *tube* sepanjang *section 2-3* dan  $Q_{hot}$  adalah laju perpindahan panas akibat proses kondensasi *steam* yang terjadi di sepanjang *section 2-3*. Berdasarkan hasil iterasi diketahui temperatur aliran di dalam *tube* di akhir *section 2-3* sebesar  $194,181 ^\circ C$ , sehingga laju perpindahan panas pada zona *condensing I* dapat diperoleh dari persamaan berikut,

$$Q_{conI} = \dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_{w1} - T_x)$$

$$Q_{conl} = 573,372 \frac{kg}{s} \cdot 4,38 \frac{kJ}{kg.K} \cdot (476,314 - 467,181)$$

K

$$Q_{conl} = 22936,3078 \text{ kW}$$

sedangkan kualitas campuran *steam* pada *section* ini dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$$Q_{conl} = \dot{m}_{si} \cdot (1-X_s) \cdot (h_g - h_f)$$

$$22936,3078 \text{ kW} = 29,2419 \frac{kg}{s} \cdot (1-X_s) \cdot (2796,1 - 896,69) \frac{kJ}{kg}$$

$$X_s = 0,413$$

## 2. **Condensing II (Section 3-4)**

Pada zona *condensing section* 3-4 terjadi proses perpindahan panas akibat percampuran antara aliran *steam* dan kondensat dari *section* 2-3 dengan *drain* yang berasal dari HPH 2. Untuk itu, perlu dicari kualitas uap campuran rata-rata antara kedua fluida tersebut. Ketika *drain* dari HPH 2 masuk ke HPH 3 maka akan mengalami penurunan tekanan dari 3,875 MPa menjadi 1,899 MPa pada entalpi konstan, sehingga perlu diketahui berapa kualitas campuran *drain* pada tekanan 1,899 MPa. Kualitas campuran *drain* dapat dicari menggunakan algoritma sebagai berikut:

$$x_{di} = \frac{h_{di} - h_f}{h_g - h_f} = \frac{(922,55 - 896,69) \frac{kJ}{kg}}{(2796,1 - 896,69) \frac{kJ}{kg}} = 0,0136$$

Setelah mendapatkan kualitas campuran *drain inlet*, maka dapat dihitung kualitas uap campuran rata-rata sebagai berikut:

$$\dot{m}_{si} X_{si} + \dot{m}_{di} X_{di} = \dot{m}_b X_b$$

$$(29,2419 \frac{kg}{s} \cdot 0,413) + (82,475 \frac{kg}{s} \cdot 0,0136) = (573,372 + 82,475) \frac{kg}{s} \cdot x_b$$

$$x_b = 0,11814$$

sehingga laju perpindahan panas pada zona *condensing* II dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$Q_{\text{Cond II}} = (\dot{m}_{\text{di}} + \dot{m}_{\text{si}}) \cdot X_{\text{b}} \cdot (h_{\text{g}} - h_{\text{f}})$$

$$Q_{\text{Cond II}} = (82,475 + 29,2419) \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,11814 \cdot (2796,1 - 896,69) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{Cond II}} = 25069,11 \text{ kW}$$

### c. Zona Subcooling (Section 4-5)

$$Q_{\text{Subcooling}} = \dot{m}_{\text{do}} \cdot (h_{\text{f}} - h_{\text{do}})$$

$$Q_{\text{Subcooling}} = 107,741 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (896,69 - 784,31) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{Subcooling}} = 12554,7502 \text{ kW}$$

### ➤ Laju Perpindahan Panas pada Sisi *Shell*

$$Q_{\text{shell}} = Q_{\text{desuperheating}} + Q_{\text{Condensing I}} + Q_{\text{Condensing II}} + Q_{\text{Subcooling}}$$

$$Q_{\text{shell}} = 16287,763 \text{ kW} + 22936,3078 \text{ kW} + 25069,11 \text{ kW} + 12554,7502 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{shell}} = 76847,9322 \text{ kW}$$

### 4.2.2 Laju Perpindahan Panas pada Sisi *Tube*

$$Q_{\text{tube}} = \dot{m}_{\text{w}} \cdot C_{\text{pw}} \cdot (T_{\text{wo}} - T_{\text{wi}})$$

$$Q_{\text{tube}} = 573,372 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (482,8 - 452,2) \text{ K}$$

$$Q_{\text{tube}} = 76847,9322 \text{ kW}$$

Dari hasil perhitungan  $Q_{\text{tube}}$  dan  $Q_{\text{shell}}$  di atas diketahui bahwa laju perpindahan panas yang terjadi pada sisi *tube* dan *shell* telah *balance*. Untuk menjamin bahwa desain baru HPH 3 mampu memindahkan kalor sebesar 76847,9322 kW, maka HPH 3 didesain agar dapat memenuhi *heat duty* sebesar 1,05 kali dari

*heat duty* minimal. Nilai laju perpindahan panas yang harus dipindahkan dapat dihitung sebagai berikut,

➤ **Laju Perpindahan Panas pada Sisi *Shell***

$$Q_{shell} = 1,05 \times (Q_{desuperheating} + Q_{Condensing I} + Q_{Condensing II} + Q_{Subcooling})$$

$$Q_{shell} = 1,05 \times (16287,763 \text{ kW} + 22936,3078 \text{ kW} + 25069,11 \text{ kW} + 12554,7502 \text{ kW})$$

$$Q_{shell} = 80690,3288 \text{ kW}$$

### 4.3 Analisis Perpindahan Panas pada *Heat Exchanger* dengan Metode *Log Mean Temperatur Difference* (LMTD)

#### 4.3.1 Perhitungan $\Delta T_{LMTD}$ Tiap Zona

Analisis HPH 3 dengan metode LMTD dilakukan dengan menghitung besarnya  $\Delta T_{LMTD}$  masing-masing zona pada HPH 3. Analisis dilakukan dengan melakukan pendekatan terhadap karakteristik aliran pada HPH 3 yaitu *crossflow*. Nilai  $\Delta T_{LMTD}$  pada masing-masing zona dapat dihitung dengan persamaan berikut:

➤  $\Delta T_{LMTD}$  zona *Desuperheating*

$$\Delta T_{LMTD \text{ des}} = \frac{(T_{si} - T_{wo}) - (T_{sat} - T_{wb})}{\ln\left(\frac{T_{si} - T_{wo}}{T_{sat} - T_{wb}}\right)}$$

$$\Delta T_{LMTD \text{ des}} = \frac{(447,2 - 209,8)^\circ\text{C} - (209,92 - 203,314)^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{(447,2 - 209,8)^\circ\text{C}}{(209,92 - 203,314)^\circ\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{LMTD \text{ des}} = 64,435^\circ\text{C}$$

➤  $\Delta T_{LMTD}$  zona *Condensing I*

$$\Delta T_{LMTD \text{ cond}} = \frac{(T_{sat} - T_{wb}) - (T_{sat} - T_{wx})}{\ln\left(\frac{T_{sat} - T_{wb}}{T_{sat} - T_{wx}}\right)}$$

$$\Delta T_{LMTD \text{ cond}} = \frac{(209,92 - 203,314)^\circ\text{C} - (209,92 - 194,181)^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{(209,92 - 203,314)^\circ\text{C}}{(209,92 - 194,181)^\circ\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{LMTD cond}} = 10,52 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

➤  $\Delta T_{\text{LMTD zona Condensing II}}$

$$\Delta T_{\text{LMTD cond II}} = \frac{(T_{\text{sat}} - T_{\text{wx}}) - (T_{\text{sat}} - T_{\text{wa}})}{\ln\left(\frac{(T_{\text{sat}} - T_{\text{wx}})}{(T_{\text{sat}} - T_{\text{wa}})}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{LMTD cond II}} = \frac{(209,92 - 194,181)^{\circ}\text{C} - (209,92 - 184,2)^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{(209,92 - 194,181)^{\circ}\text{C}}{(209,92 - 184,2)^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{LMTD cond II}} = 20,323 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

➤  $\Delta T_{\text{LMTD zona Subcooling}}$

$$\Delta T_{\text{LMTD sub}} = \frac{(T_{\text{sat}} - T_{\text{wa}}) - (T_{\text{do}} - T_{\text{wi}})}{\ln\left(\frac{(T_{\text{sat}} - T_{\text{wa}})}{(T_{\text{do}} - T_{\text{wi}})}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{LMTD sub}} = \frac{(209,92 - 184,2)^{\circ}\text{C} - (184,7 - 179,2)^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{(209,92 - 184,2)^{\circ}\text{C}}{(184,7 - 179,2)^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{LMTD sub}} = 13,108 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

### 4.3.2 Perhitungan Luas Perpindahan Panas Tiap Zona

Perhitungan kebutuhan luas perpindahan panas untuk masing-masing zona pada HPH 3 dilakukan dengan mengasumsikan terlebih dahulu nilai *overall heat transfer coefficient* ( $U_{\text{as}}$ ) kemudian dengan metode *trial and error* serta *looping* maka akan ditemukan nilai  $U_{\text{as}}$  yang sesuai dengan nilai  $U$  hasil perhitungan. Berikut adalah perhitungan untuk mencari kebutuhan luas perpindahan panas masing-masing zona:

$$\begin{aligned} \text{Diketahui : } U_{\text{as des}} &= 1071,607 \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \\ U_{\text{as cond I}} &= 3835,522 \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \\ U_{\text{as cond II}} &= 2583,66 \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \\ U_{\text{as sub}} &= 2920,412 \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \end{aligned}$$

➤ Luas Area Perpindahan Panas Zona *Desuperheating*

$$A_{\text{des}} = \frac{Q_{\text{des}}}{U_{\text{as}} \cdot \Delta T_{\text{LMTD des}}}$$

$$A_{des} = \frac{17102,1512 \text{ kW}}{1071,607 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 64,435 \text{ K}}$$

$$A_{des} = 247,682 \text{ m}^2$$

➤ Luas Area Perpindahan Panas Zona *Condensing I*

$$A_{cond I} = \frac{Q_{cond I}}{U_{as} \cdot \Delta T_{LMTD_{cond I}}}$$

$$A_{cond I} = \frac{24083,123 \text{ kW}}{3835,522 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 10,52 \text{ K}}$$

$$A_{cond I} = 596,89 \text{ m}^2$$

➤ Luas Area Perpindahan Panas Zona *Condensing II*

$$A_{cond II} = \frac{Q_{cond II}}{U_{as} \cdot \Delta T_{LMTD_{cond II}}}$$

$$A_{cond II} = \frac{26322,567 \text{ kW}}{2583,66 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 20,322 \text{ K}}$$

$$A_{cond II} = 501,3145 \text{ m}^2$$

Luas Total Area Perpindahan Panas Zona *Condensing*

$$A_{cond} = A_{cond I} + A_{cond II}$$

$$A_{cond} = 596,89 \text{ m}^2 + 501,3145 \text{ m}^2$$

$$A_{cond} = 1098,2037 \text{ m}^2$$

➤ Luas Area Perpindahan Panas Zona *Subcooling*

$$A_{sub} = \frac{Q_{sub}}{U_{as} \cdot \Delta T_{LMTD_{sub}}}$$

$$A_{sub} = \frac{13182,488 \text{ kW}}{2920,412 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 13,1086 \text{ K}}$$

$$A_{sub} = 344,345 \text{ m}^2$$

Dari perhitungan di atas, didapatkan bahwa zona yang memiliki luas area perpindahan panas terbesar adalah zona *Condensing*. Hal ini telah sesuai dengan penelitian rujukan yang menyatakan bahwa zona yang terbesar pada *heat exchanger* adalah zona *condensing*.

#### 4.3.3 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi Sisi Perpindahan Panas Sisi *Tube*

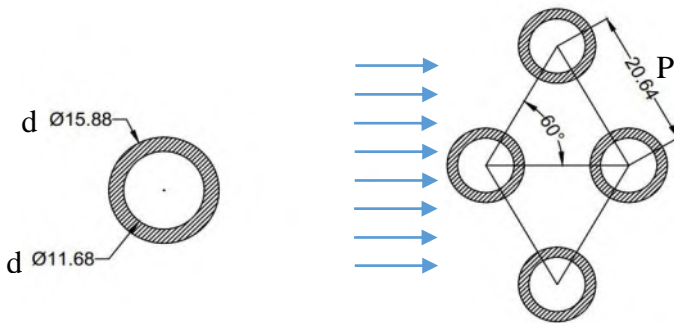
Analisis perpindahan panas pada sisi *tube* dilakukan untuk mendapatkan kecepatan aliran optimal agar mencapai nilai koefisien konveksi terbesar dengan nilai *pressure drop* yang masih memenuhi batas toleransi, yaitu kurang dari 0,59 bar. Analisis dilakukan dengan memvariasikan kecepatan aliran di dalam *tube* seperti pada Tabel 4.2. Data-data spesifikasi *tube* pada HPH 3 ditunjukkan pada Tabel 4.3.

Tabel IV.2 Variasi Kecepatan Aliran pada *Tube*

Variasi	Kecepatan (m/s)
$V_1$	1,45
$V_2$	1,6
$V_3$	1,75
$V_4$	1,9
$V_5$	2,052

Tabel IV.3 Spesifikasi *tube* pada HPH 3

Diameter Luar ( $d_o$ )	15,88 mm
Diameter Dalam ( $d_i$ )	11,68 mm
Tebal <i>Tube</i> ( $t$ )	2,1 mm
<i>Pitch tube</i> ( $P_T$ )	20,64 mm
<i>Pitch Ratio</i> (PR)	1,3
<i>Tube Layout Angle</i>	60°
<i>Tube Material</i>	SA556-C2
Konduktivitas Termal ( $k$ )	51,9 (W/mK)

Gambar IV.5 Dimensi dan spesifikasi *tube*

➤ Perhitungan *Reynolds number*

*Reynolds number* dipengaruhi oleh kecepatan aliran, diameter penampang *tube*, dan viskositas fluida itu sendiri, oleh sebab itulah perlu dihitung nilai *Reynolds number* untuk tiap variasi kecepatan, dengan diameter penampang *tube* dan viskositas fluida konstan. Perhitungan *Reynolds number* pada kecepatan aliran 1,45 m/s ditunjukkan pada persamaan berikut,

$$Re_D = \frac{\rho_w \cdot v_1 \cdot d_i}{\mu_w}$$

$$Re_D = \frac{936,4 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,45 \frac{m}{s} \cdot 0,01168 m}{0,000143 \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_D = 110699,9$$

dengan cara perhitungan yang sama maka nilai *Reynolds number* untuk tiap variasi kecepatan dapat diketahui, dan ditunjukkan pada Tabel 4.4.

Tabel IV.4 Nilai *Reynolds number* untuk tiap variasi kecepatan

Kecepatan Aliran (m/s)	$Re_D$
------------------------	--------



1,45	110699.919
1,6	122151.6348
1,75	133603.3506
1,9	145055.0663
2,052	156659.4716

Nilai *Reynolds number* pada semua variasi kecepatan bernilai lebih dari 2300, maka pola aliran tersebut adalah turbulen. Perhitungan nilai *Nusselt number* ( $Nu_D$ ) menggunakan persamaan Gnielinski.

➤ Perhitungan *Nusselt number*

*Nusselt number* digunakan untuk menghitung nilai koefisien konveksi, oleh sebab itu nilai *Nusselt number* ( $Nu_D$ ) perlu dicari terlebih dahulu. Nilai  $Nu_D$  pada kecepatan aliran 1,45 m/s dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut,

$$\text{➤ } Nu_D = \frac{(f/2) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/2)^{0,5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

dengan,  $Pr = 0,9248$

$$f = (1,58 \cdot \ln Re_D - 3,28)^{-2}$$

$$f = (1,58 \cdot \ln 110699,9 - 3,28)^{-2}$$

$$f = 0,004403$$

$$\text{➤ } Nu_D = \frac{(0,004403/2) \cdot (110600,9 - 1000) \cdot 0,9248}{1 + 12,7 \cdot (0,004403/2)^{0,5} \cdot (0,9248^{2/3} - 1)}$$

$$\text{➤ } Nu_D = 230,2941$$

dengan cara perhitungan yang sama maka nilai *Nusselt number* ( $Nu_D$ ) untuk tiap variasi kecepatan dapat diketahui, dan ditunjukkan pada Tabel 4.5.

Tabel IV.5 Nilai *Nusselt number* untuk tiap variasi kecepatan

Kecepatan Aliran (m/s)	$Nu_D$
1,45	230.29
1,6	249.09

1,75	267.55
1,9	285.73
2,052	303.89

➤ Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi *Tube*

Nilai koefisien konveksi sisi *tube* dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut,

$$\bullet \quad h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{d_i}$$

dengan nilai konduktivitas termal fluida pada tekanan 19,91 MPa dan temperatur rata-rata 194,5 °C adalah sebesar 0,68181 W/mK, maka nilai koefisien konveksi sisi *tube* pada kecepatan aliran 1,45 m/s adalah sebagai berikut,

$$\bullet \quad h_i = \frac{230,29 \cdot 0,68181 \frac{W}{m.K}}{0,01168 m}$$

$$\bullet \quad h_i = 13443,219 \frac{W}{m^2.K}$$

Nilai koefisien konveksi untuk variasi kecepatan aliran yang lain dapat dicari dengan menggunakan persamaan yang sama dengan perhitungan di atas, dan ditunjukkan pada Tabel 4.6.

Tabel IV.6 Nilai koefisien konveksi untuk tiap variasi kecepatan

Kecepatan Aliran (m/s)	$h_i \left( \frac{W}{m^2.K} \right)$
1,45	13443.219
1,6	14540.181
1,75	15618.240
1,9	16679.454
2,052	17739.361

#### 4.3.4 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi Sisi Perpindahan Panas Sisi *Shell*

Analisis perpindahan panas sisi *shell* dilakukan berdasarkan analisis aliran eksternal yang melewati *tube banks* dalam *shell*. Analisis dilakukan pada masing-masing zona yaitu zona *Desuperheating*, zona *Condensing I*, zona *Condensing II*, dan zona *Subcooling*. Analisis perpindahan panas eksternal dilakukan dalam bentuk perhitungan koefisien konveksi ( $h_o$ ), *overall heat transfer coefficient* ( $U$ ). Nilai koefisien konveksi sisi *shell* bergantung pada jumlah *baffle*, *baffle spacing*, *baffle cut*, jumlah *tube*, serta kecepatan aliran. Pada proses mendesain ulang variable yang divariasikan adalah *baffle spacing*. Variasi *baffle spacing* ini dilakukan untuk mengetahui berapa *baffle spacing* optimal agar mendapatkan nilai koefisien konveksi terbesar namun dengan nilai *pressure drop* yang masih memenuhi standar. Variasi *baffle spacing* ditunjukkan pada Tabel 4.7 Perhitungan nilai koefisien konveksi dilakukan untuk masing-masing zona perpindahan panas pada HPH.

Tabel IV.7 Variasi *baffle spacing*

Variasi	<i>Baffle Spacing</i>
B <sub>1</sub>	0,2ID <sub>shell</sub>
B <sub>2</sub>	0,3ID <sub>shell</sub>
B <sub>3</sub>	0,4ID <sub>shell</sub>
B <sub>4</sub>	0,5ID <sub>shell</sub>
B <sub>5</sub>	0,6ID <sub>shell</sub>
B <sub>6</sub>	1,321

##### 4.3.4.1 Zona *Desuperheating*

Zona *Desuperheating* merupakan zona uap panas lanjut masuk ke dalam HPH mengalami penurunan temperatur hingga mencapai temperatur uap jenuh. Letak zona *Desuperheating* adalah pada *section 1-2* seperti ditunjukkan pada Gambar 4.3.

Properties fluida pada zona *Desuperheating* ditunjukkan pada Tabel 4.8

Tabel IV.8 Properties fluida zona *Desuperheating*

Item	Nilai	Unit
$\bar{T}_{steam}$	601,56	K
$\bar{T}_{water}$	479,557	K
Pr	0,97565	–
$\mu_b$	$21,343 \times 10^{-6}$	$N.s/m^2$
$\mu_w$	$134,4 \times 10^{-6}$	$N.s/m^2$

➤ Perhitungan Diameter Ekuivalen *Shell*

$$D_e = \frac{4 \cdot \text{Free flow area}}{\text{wetted perimeter}}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{(\pi d_o)/2}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{0,02064^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi 0,01588^2}{8} \right)}{(\pi 0,01588)/2}$$

$$D_e = 0,013716 \text{ m}$$

➤ Perhitungan Luas *Crossflow area*

Luasan *crossflow area* pada *shell* dengan diameter dalam 2,0342 m dan jarak *baffle*  $B_4$  dicari dengan menggunakan persamaan berikut,

$$A_s = \frac{ID_{shell} \cdot C \cdot B_4}{P_T}$$

$$A_s = \frac{ID_{shell} \cdot (P_T - d_o) \cdot 0,5 \cdot ID_{shell}}{P_T}$$

$$A_s = \frac{2,0342 \text{ m} \cdot (0,02064 - 0,01588) \text{ m} \cdot 0,5 \cdot 2,0342 \text{ m}}{0,02064 \text{ m}}$$

$$A_s = 0,477 \text{ m}^2$$

➤ Perhitungan *Reynolds number* Sisi *Shell*

$$\begin{aligned}
 Re_s &= \frac{\dot{m}_{si} \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_b} \\
 Re_s &= \frac{29,2419 \frac{kg}{s} \cdot 0,013716 m}{0,477 m^2 \cdot 21,343 \times 10^{-6} N.s/m^2} \\
 Re_s &= 39383,18
 \end{aligned}$$

➤ Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi *Shell*

Nilai koefisien konveksi pada sisi *shell* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan seperti berikut,

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{Nu_{D,k_{des}}}{D_e} \\
 h_o &= \frac{0,36 \cdot Re_s^{0,55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0,14} \cdot k_{des}}{D_e} \\
 h_o &= \frac{0,36 \cdot 39383,18^{0,55} \cdot 0,97565^{1/3} \cdot \left(\frac{21,343 \times 10^{-6}}{134,4 \times 10^{-6}}\right)^{0,14} \cdot 0,1886 \frac{W}{mK}}{0,013716 m} \\
 h_o &= 1278,367 \frac{W}{m^2 K}
 \end{aligned}$$

➤ Mencari *Overall Heat Transfer Coefficient calculation* ( $U_{cal}$ ) pada Zona *Desuperheating*

$$\begin{aligned}
 U_{cal,des} &= \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + R_{kond} + \frac{1}{h_{o,des}}} \\
 U_{cal,des} &= \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) x \left(\frac{d_i}{2 \cdot k_{tube}}\right) + \frac{1}{h_{o,des}}} \\
 U_{cal,des} &= \frac{1}{\frac{0,01588 m}{0,01168 m} \cdot \frac{1}{13443,219 \frac{W}{m^2 K}} + \ln\left(\frac{0,01588 m}{0,01168 m}\right) x \left(\frac{0,01168 m}{2 \times 51,9 \frac{W}{m K}}\right) + \frac{1}{1278,367 \frac{W}{m^2 K}}} \\
 U_{cal,des} &= 1074,83 \frac{W}{m^2 K}
 \end{aligned}$$

➤ Nilai *error* untuk *overall heat transfer coefficient*:

$$0 \leq \left| \frac{U_{as,des} - U_{cal,des}}{U_{cal,des}} \right| \leq 0.01$$

$$0 \leq \left| \frac{1071,607 \frac{W}{m^2 \cdot K} - 1074,83 \frac{W}{m \cdot K}}{1074,83 \frac{W}{m \cdot K}} \right| \leq 0.01$$

$$0 \leq 0.00299 \leq 0.01$$

#### 4.3.4.2 Zona Condensing I

Zona *Condensing* I merupakan zona uap jenuh mengalami perubahan fase menjadi cair jenuh. Pada zona ini uap tidak mengalami perubahan temperatur tetapi hanya mengalami perubahan fase. Pada akhir zona *Condensing* I uap jenuh belum berubah fase menjadi cair jenuh seluruhnya, tetapi masih memiliki kandungan uap sebesar 41,3%. Letak zona *Condensing* I adalah pada *section* 2-3 seperti ditunjukkan pada Gambar 4.3. Properties zona *condensing* ditunjukkan pada Tabel 4.9

Tabel IV.9 Properties fluida zona *Condensing* I

Item	Nilai	Unit
$\bar{T}_{steam}$	482,92	K
$\bar{T}_{water}$	471,748	K
Pr	0,88635	—
$\mu_h$	$128,01 \times 10^{-6}$	$N \cdot s/m^2$
$\mu_w$	$139,88 \times 10^{-6}$	$N \cdot s/m^2$
$\mu_v$	$16 \times 10^{-6}$	$N \cdot s/m^2$
$\mu_L$	$128,01 \times 10^{-6}$	$N \cdot s/m^2$

#### ➤ Perhitungan Diameter Ekuivalen *Shell*

$$D_e = \frac{4 \cdot \text{Free flow area}}{\text{wetted perimeter}}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{(\pi d_o)/2}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{0,02064^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi 0,01588^2}{8} \right)}{(\pi 0,01588)/2}$$

$$D_e = 0,013716 \text{ m}$$

➤ Perhitungan Luas *Crossflow area*

Luasan *crossflow area* pada *shell* dengan diameter dalam 2,0342 m dan jarak *baffle* B<sub>1</sub> dicari dengan menggunakan persamaan berikut,

$$A_s = \frac{ID_{shell} \cdot C \cdot B_1}{P_T}$$

$$A_s = \frac{ID_{shell} \cdot (P_T - d_o) \cdot 0,2 \cdot ID_{shell}}{P_T}$$

$$A_s = \frac{2,0342 \text{ m} \cdot (0,02064 - 0,01588) \text{ m} \cdot 0,2 \cdot 2,0342 \text{ m}}{0,02064 \text{ m}}$$

$$A_s = 0,1908 \text{ m}^2$$

➤ Perhitungan *Reynolds number Liquid Sisi Shell*

$$Re_L = \frac{\dot{m}_{si} \cdot (1-x) \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_b}$$

$$Re_L = \frac{29,2419 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (1-0,413) \cdot 0,013716 \text{ m}}{0,1908 \text{ m}^2 \cdot 128,01 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2}$$

$$Re_L = 9636,886$$

➤ Perhitungan *Reynolds number Vapor Sisi Shell*

$$Re_V = \frac{\dot{m}_{si} \cdot x \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_b}$$

$$Re_V = \frac{29,2419 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,413 \cdot 0,013716 \text{ m}}{0,1908 \text{ m}^2 \cdot 16 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2}$$

$$Re_V = 54235,65$$

➤ Perhitungan *Reynolds number Ekuivalen Sisi Shell*

$$Re_q = Re_V \cdot \left( \frac{\mu_V}{\mu_L} \right) \cdot \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,5} + Re_L$$

$$Re_q = 54235,65 \cdot \left( \frac{16 \times 10^{-6}}{128,01 \times 10^{-6}} \right) \cdot \left( \frac{853}{9,5459} \right)^{0,5} + 9636,886$$

$$Re_q = 73717,55$$

➤ Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi *Shell*

Nilai koefisien konveksi pada sisi *shell* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan seperti berikut,

$$h_o = \frac{Nu_D \cdot k_{des}}{D_e}$$

$$h_o = \frac{0,36 \cdot Re_q^{0.55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \cdot k_{des}}{D_e}$$

$$h_o = \frac{0,36 \cdot 73717,55^{0.55} \cdot 0,88635^{1/3} \cdot \left(\frac{128,01 \times 10^{-6}}{139,88 \times 10^{-6}}\right)^{0.14} \cdot 0,67969 \frac{W}{mK}}{0,013716 m}$$

$$h_o = 8049,106 \frac{W}{m^2 K}$$

➤ Mencari *Overall Heat Transfer Coefficient calculation* ( $U_{cal}$ ) pada Zona *Condensing I*

$$U_{cal, cond I} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + R_{kond} + \frac{1}{h_{o, cond I}}}$$

$$U_{cal, cond I} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) x \left(\frac{d_i}{2 \cdot k_{tube}}\right) + \frac{1}{h_{o, cond I}}}$$

$$U_{cal, cond I} = \frac{1}{\frac{0,01588 m}{0,01168 m} \cdot \frac{1}{13443,22 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \ln\left(\frac{0,01588 m}{0,01168 m}\right) x \left(\frac{0,01168 m}{2 \times 51,9 \frac{W}{m \cdot K}}\right) + \frac{1}{8049,106 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U_{cal, cond I} = 3847,063 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

➤ Nilai *error* untuk *overall heat transfer coefficient*:

$$0 \leq \left| \frac{U_{as, cond I} - U_{cal, cond I}}{U_{cal, cond I}} \right| \leq 0.01$$

$$0 \leq \left| \frac{3832,22 \frac{W}{m^2 \cdot K} - 3847,063 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{3847,063 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \right| \leq 0.01$$

$$0 \leq 0.00299 \leq 0.01$$



#### 4.3.4.3 Zona Condensing II

Zona *Condensing* II merupakan zona bercampurnya uap jenuh dari zona *Condensing* I yang telah mengalami kondensasi sebagian dengan *drain inlet*, dan selanjutnya bersama-sama berkondensasi hingga menjadi fase cair jenuh. Letak zona *Condensing* II adalah pada *section* 3-4 seperti ditunjukkan pada Gambar 4.3. Properties zona *condensing* ditunjukkan pada Tabel 4.10

Tabel IV.10 Properties fluida zona *Condensing* II

Item	Nilai	Unit
$\bar{T}_{steam}$	482,92	K
$\bar{T}_{water}$	462,19	K
Pr	0,88635	–
$\mu_b$	$128,01 \times 10^{-6}$	$N.s/m^2$
$\mu_w$	$147,25 \times 10^{-6}$	$N.s/m^2$
$\mu_v$	$16 \times 10^{-6}$	$N.s/m^2$
$\mu_L$	$128,01 \times 10^{-6}$	$N.s/m^2$

➤ Perhitungan Diameter Ekuivalen *Shell*

$$D_e = \frac{4 \cdot \text{Free flow area}}{\text{wetted perimeter}}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{(\pi d_o)/2}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{0,02064^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi 0,01588^2}{8} \right)}{(\pi 0,01588)/2}$$

$$D_e = 0,013716 \text{ m}$$

➤ Perhitungan Luas *Crossflow area*

Luasan *crossflow area* pada *shell* dengan diameter dalam 2,0342 m dan jarak *baffle* B<sub>4</sub> dicari dengan menggunakan persamaan berikut,

$$A_s = \frac{ID_{shell} \cdot C \cdot B_4}{P_T}$$

$$A_s = \frac{ID_{shell} \cdot (P_T - d_o) \cdot 0,5 \cdot ID_{shell}}{P_T}$$

$$A_s = \frac{2,0342 \text{ m} \cdot (0,02064 - 0,01588) \text{ m} \cdot 0,5 \cdot 2,0342 \text{ m}}{0,02064 \text{ m}}$$

$$A_s = 0,477 \text{ m}^2$$

➤ Perhitungan *Reynolds number Liquid Sisi Shell*

$$Re_L = \frac{(\dot{m}_{si} + \dot{m}_{di}) \cdot (1-x) \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_b}$$

$$Re_L = \frac{(29,2419 + 82,475) \frac{kg}{s} \cdot (1 - 0,118) \cdot 0,013716 \text{ m}}{0,477 \text{ m}^2 \cdot 128,01 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2}$$

$$Re_L = 22122,5$$

➤ Perhitungan *Reynolds number Vapor Sisi Shell*

$$Re_V = \frac{(\dot{m}_{si} + \dot{m}_{di}) \cdot x \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_b}$$

$$Re_V = \frac{(29,2419 + 82,475) \frac{kg}{s} \cdot 0,413 \cdot 0,013716 \text{ m}}{0,477 \text{ m}^2 \cdot 16 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2}$$

$$Re_V = 23711,57$$

➤ Perhitungan *Reynolds number Ekvivalen Sisi Shell*

$$Re_q = Re_V \cdot \left( \frac{\mu_V}{\mu_L} \right) \cdot \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,5} + Re_L$$

$$Re_q = 23711,57 \cdot \left( \frac{16 \times 10^{-6}}{128,01 \times 10^{-6}} \right) \cdot \left( \frac{853}{9,5459} \right)^{0,5} + 22122,5$$

$$Re_q = 50138,26$$

➤ Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi *Shell*

Nilai koefisien konveksi pada sisi *shell* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan seperti berikut,

$$h_{o,cond II} = \frac{Nu_D \cdot k_{cond II}}{D_e}$$

$$h_{o,cond II} = \frac{0,36 \cdot Re_q^{0,55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \cdot k_{cond II}}{D_e}$$

$$h_{o,cond II} = \frac{0,36 \cdot 50138,26^{0.55} \cdot 0,88635^{1/3} \cdot \left(\frac{128,01 \times 10^{-6}}{139,88 \times 10^{-6}}\right)^{0.14} \cdot 0,67969 \frac{W}{mK}}{0,013716 m}$$

$$h_{o,cond II} = 3960,274 \frac{W}{m^2 K}$$

- Mencari *Overall Heat Transfer Coefficient calculation* ( $U_{cal}$ ) pada Zona Condensing II

$$U_{cal,cond II} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i} + R_{kond} + \frac{1}{h_{o,cond II}}}$$

$$U_{cal,cond II} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i} + \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) x \left(\frac{1}{2 \cdot k_{tube}}\right) + \frac{1}{h_{o,cond II}}}$$

$$U_{cal, cond II} = \frac{1}{\frac{0,01588 m}{0,01168 m} \cdot \frac{1}{13443,22 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \ln\left(\frac{0,01588 m}{0,01168 m}\right) x \left(\frac{0,01168 m}{2 \times 51,9 \frac{W}{m \cdot K}}\right) + \frac{1}{3960,274 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U_{cal, cond II} = 2575,9326 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Nilai *error* untuk *overall heat transfer coefficient*:

$$0 \leq \left| \frac{U_{as,cond II} - U_{cal,cond II}}{U_{cal,cond II}} \right| \leq 0.01$$

$$0 \leq \left| \frac{2583,66 \frac{W}{m^2 \cdot K} - 2575,9326 \frac{W}{m \cdot K}}{2575,9326 \frac{W}{m \cdot K}} \right| \leq 0.01$$

$$0 \leq 0.00299 \leq 0.01$$

#### 4.3.4.4 Zona Subcooling

Zona *Subcooling* merupakan zona campuran uap panas lanjut dan *drain* dari HPH 2 yang telah menjadi cair jenuh terus memanaskan *feedwater* hingga mencapai temperatur *subcool*. Letak zona *Subcooling* adalah pada *section* 4-5 seperti ditunjukkan pada Gambar 4.3. Properties fluida pada zona *Subcooling* ditunjukkan pada Tabel 4.11.

Tabel IV.11 Properties fluida zona *Desuperheating*

Item	Nilai	Unit
$\bar{T}_{steam}$	470,31	K
$\bar{T}_{water}$	454,7	K
Pr	0,92048	–
$\mu_b$	$137 \times 10^{-6}$	$N.s/m^2$
$\mu_w$	$148 \times 10^{-6}$	$N.s/m^2$

➤ Perhitungan Diameter Ekuivalen *Shell*

$$D_e = \frac{4 \cdot \text{Free flow area}}{\text{wetted perimeter}}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{(\pi d_o)/2}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{0,02064^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi 0,01588^2}{8} \right)}{(\pi 0,01588)/2}$$

$$D_e = 0,013716 \text{ m}$$

➤ Perhitungan Luas *Crossflow area*

Luasan *crossflow area* pada *shell* dengan diameter dalam 2,0342 m dan jarak *baffle*  $B_3$  dicari dengan menggunakan persamaan berikut,

$$A_s = \frac{ID_{shell} \cdot C \cdot B_3}{P_T}$$

$$A_s = \frac{ID_{shell} \cdot (P_T - d_o) \cdot 0,4 \cdot ID_{shell}}{P_T}$$

$$A_s = \frac{2,0342 \text{ m} \cdot (0,02064 - 0,01588) \text{ m} \cdot 0,4 \cdot 2,0342 \text{ m}}{0,02064 \text{ m}}$$

$$A_s = 0,3817 \text{ m}^2$$

➤ Perhitungan *Reynolds number* Sisi *Shell*

$$Re_s = \frac{(\dot{m}_{si} + \dot{m}_{di}) \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_b}$$

$$\text{Re}_s = \frac{(29,2419+82,475) \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,013716 \text{ m}}{0,3817 \text{ m}^2 \cdot 137 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2}$$

$$\text{Re}_s = 29345,04$$

➤ Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi *Shell*

Nilai koefisien konveksi pada sisi *shell* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan seperti berikut,

$$h_{o,sub} = \frac{Nu_D \cdot k_{sub}}{D_e}$$

$$h_{o,sub} = \frac{0,36 \cdot \text{Re}_s^{0.55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \cdot k_{sub}}{D_e}$$

$$h_{o,sub} = \frac{0,36 \cdot 29345,04^{0.55} \cdot 0,92048^{1/3} \cdot \left(\frac{137 \times 10^{-6}}{148 \times 10^{-6}}\right)^{0.14} \cdot 0,66532 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{0,013716 \text{ m}}$$

$$h_{o,sub} = 4813,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

➤ Mencari *Overall Heat Transfer Coefficient calculation* ( $U_{cal}$ ) pada Zona *Subcooling*

$$U_{cal,sub} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i} + R_{kond} + \frac{1}{h_{o,sub}}}$$

$$U_{cal,sub} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i} + \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) x \left(\frac{d_i}{2 \cdot k_{tube}}\right) + \frac{1}{h_{o,sub}}}$$

$$U_{cal,sub} = \frac{1}{\frac{0,01588 \text{ m}}{0,01168 \text{ m}} \cdot \frac{1}{13443,22 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}} + \ln\left(\frac{0,01588 \text{ m}}{0,01168 \text{ m}}\right) x \left(\frac{0,01168 \text{ m}}{2 \times 51,9 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}\right) + \frac{1}{4813,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}}}$$

$$U_{cal,sub} = 2911,676 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

➤ Nilai *error* untuk *overall heat transfer coefficient*:

$$0 \leq \left| \frac{U_{as,sub} - U_{cal,sub}}{U_{cal,sub}} \right| \leq 0.01$$

$$0 \leq \left| \frac{2920,412 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} - 2911,676 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}}{2911,676 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}} \right| \leq 0.01$$

$$0 \leq 0.003 \leq 0.01$$

#### 4.4 Analisis Pressure drop

##### 4.4.1 Perhitungan *Pressure drop* Sisi *Tube*

➤ Perhitungan Jumlah *Tube*

Jumlah *tube* dapat mempengaruhi kecepatan aliran di dalam *tube*. Laju aliran massa di dalam *tube* dijaga konstan, sehingga kecepatan aliran di dalam *tube* menjadi semakin lambat seiring dengan bertambahnya jumlah *tube*, begitupun sebaliknya. Jumlah kebutuhan *tube* bergantung pada seberapa besar kecepatan aliran yang diinginkan, sehingga perlu dicari berapa jumlah *tube* untuk tiap variasi kecepatan. Jumlah *tube* pada kecepatan aliran 1,45 m/s adalah sebagai berikut,

$$N_t = \frac{m_w}{\rho_w \cdot v_1 \cdot A_{tube}}$$

$$N_t = \frac{573,372 \frac{kg}{s}}{936,4 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,45 \frac{m}{s} \cdot 107 \times 10^{-6} m^2}$$

$$N_t = 3943,228 \text{ buah} \approx 3944 \text{ buah}$$

dengan cara yang sama, jumlah *tube* untuk masing-masing variasi kecepatan dapat diketahui, dan ditunjukkan pada Tabel 4.5.

Tabel IV.12 Jumlah *tube* tiap variasi kecepatan

Kecepatan Aliran (m/s)	Jumlah <i>Tube</i>
1,45	3944
1,6	3574
1,75	3268
1,9	3010
2,052	2787

➤ Perhitungan Panjang *Tube* tiap Zona

Kebutuhan panjang *tube* tiap zona bergantung pada jumlah *tube*. Semakin sedikit jumlah *tube* maka kebutuhan panjang *tube* akan semakin besar agar diperoleh luas perpindahan

panas yang sesuai. Perhitungan panjang *tube* tiap zona dengan jumlah *tube* 3944 buah adalah sebagai berikut,

1. Panjang *Tube Zona Desuperheating*

$$L_{des} = \frac{A_{des}}{\pi \cdot d_o \cdot Nt}$$

$$L_{des} = \frac{247,682 \text{ m}^2}{\pi \times 0,01588 \text{ m} \times 3944}$$

$$L_{des} = 1,259 \text{ m}$$

2. Panjang *Tube Zona Condensing I*

$$L_{cond I} = \frac{A_{cond I}}{\pi \cdot d_o \cdot Nt}$$

$$L_{cond I} = \frac{596,89 \text{ m}^2}{\pi \times 0,01588 \text{ m} \times 3944}$$

$$L_{cond I} = 3,035 \text{ m}$$

3. Panjang *Tube Zona Condensing II*

$$L_{cond II} = \frac{A_{cond II}}{\pi \cdot d_o \cdot Nt}$$

$$L_{cond II} = \frac{501,314 \text{ m}^2}{\pi \times 0,01588 \text{ m} \times 3944}$$

$$L_{cond II} = 2,549 \text{ m}$$

4. Panjang *Tube Zona Subcooling*

$$L_{sub} = \frac{A_{sub}}{\pi \cdot d_o \cdot Nt}$$

$$L_{sub} = \frac{344,345 \text{ m}^2}{\pi \times 0,01588 \text{ m} \times 3944}$$

$$L_{sub} = 1,751 \text{ m}$$

5. Panjang Total *Tube*

$$L_{total} = L_{des} + L_{cond I} + L_{cond II} + L_{sub}$$

$$L_{total} = 1,259 \text{ m} + 3,035 \text{ m} + 2,549 \text{ m} + 1,751 \text{ m}$$

$$L_{total} = 8,594 \text{ m}$$

➤ Perhitungan *Pressure drop* Sisi *Tube*

Setelah mengetahui panjang total *tube* ( $L_{total}$ ) dan *Reynolds number* sisi *tube* ( $Re_D$ ) pada variasi kecepatan  $V_1$ , maka nilai *pressure drop* yang terjadi dapat dihitung. Nilai *pressure drop* sisi *tube* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut,

$$\Delta P_t = \left( 4f \frac{L_{total} \cdot N_p}{d_i} + 4N_p \right) \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2}$$

$$\text{dengan, } f = (1,58 \cdot \ln Re_D - 3,28)^{-2}$$

$$f = (1,58 \cdot \ln 110700 - 3,28)^{-2}$$

$$f = 0,004403$$

$$\Delta P_t = \left( \left( 4,0004403 \cdot \left( \frac{8,594 \text{ m} \cdot 2}{0,01168 \text{ m}} \right) \right) + 4,2 \right) \cdot \frac{936,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,45^2 \text{ m}^2}{2}$$

$$\Delta P_t = 33387,9 \text{ Pa} = 0,333879 \text{ bar}$$

dengan cara perhitungan yang sama, nilai *pressure drop* sisi *tube* untuk tiap variasi kecepatan dapat diketahui. Nilai *pressure drop* untuk tiap variasi kecepatan ditunjukkan pada Tabel 4.13.

Tabel IV.13 *Pressure drop* tiap variasi kecepatan

Kecepatan Aliran (m/s)	<i>Pressure drop</i> (bar)
1,45	0.334
1,6	0.417
1,75	0.547
1,9	0.664
2,052	0.759

#### 4.4.2 Perhitungan *Pressure drop* Sisi *Shell*

Analisis *pressure drop* sisi *shell* dilakukan berdasarkan tipe aliran eksternal yang melewati *tube banks* dalam *shell*. Analisis dilakukan pada masing-masing zona yaitu zona *Desuperheating*, zona *Condensing I*, zona *Condensing II*, dan zona *Subcooling*. Nilai *pressure drop* sisi *shell* bergantung pada jumlah *baffle*, *baffle spacing*, *baffle cut*, jumlah *tube*, dan kecepatan aliran fluida. Pada proses mendesain ulang variable yang divariasikan adalah *baffle spacing*. Variasi *baffle spacing* ini



dilakukan untuk mengetahui berapa *baffle spacing* optimal agar *pressure drop* yang terjadi tidak melebihi batas toleransi, yaitu 0,5 bar. Variasi *baffle spacing* ditunjukkan pada Tabel 4.7 Nilai *pressure drop* dapat dihitung dengan persamaan berikut,

➤ *Pressure drop Zona Desuperheating*

$$\Delta P_{s,des} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot (N_b + 1) \cdot ID_{shell}}{2 \rho \cdot D_e \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0,14}}$$

dengan,  $f = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln Re_s)$

$$f = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln 39383,18)$$

$$f = 0.2382$$

$$\Delta P_{s,des} = \frac{0,2382 \cdot 61.284^2 \cdot \frac{kg}{m^2 \cdot s} \cdot (1+1) \cdot 2.034 \text{ m}}{2 \cdot 7,14 \cdot 0,0137 \cdot \left(\frac{2,134 \times 10^{-5}}{13,44 \times 10^{-5}}\right)^{0,14}}$$

$$\Delta P_{s,des} = 24048.82 \text{ Pa} = 0.2404882 \text{ bar}$$

dengan cara perhitungan yang sama, maka nilai *pressure drop* untuk semua zona pada tiap variasi jarak *baffle* dapat diketahui. Nilai *pressure drop* pada sisi *shell* ditunjukkan pada Tabel 4.14

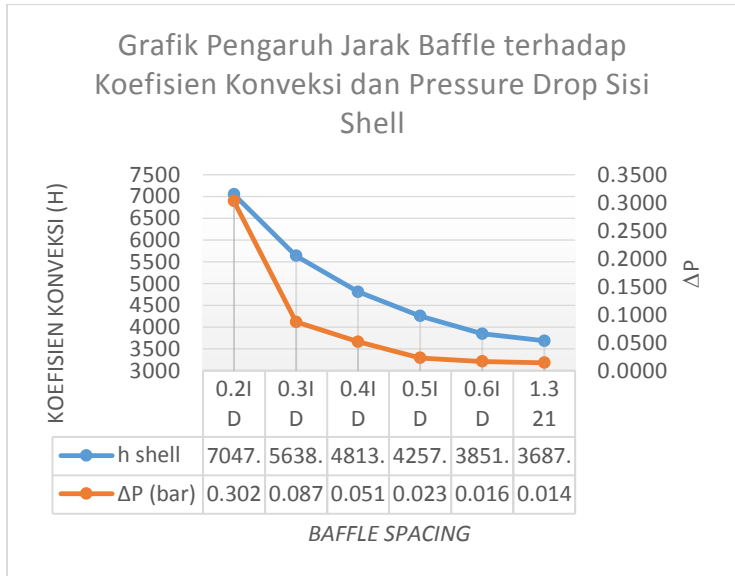
Tabel IV.14 *Pressure drop sisi shell variasi baffle spacing*

Variasi V	Variasi B	<i>Baffle Spacing</i>	$\Delta P_{s,des}$ (bar)	$\Delta P_{s,cond}$ I (bar)	$\Delta P_{s,cond}$ II (bar)	$\Delta P_{s,sub}$ (bar)
V <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	0,2ID <sub>shell</sub>	2.5258	0.0350	0.4646	0.3029
	B <sub>2</sub>	0,3ID <sub>shell</sub>	0.9094	0.0105	0.1394	0.0873
	B <sub>3</sub>	0,4ID <sub>shell</sub>	0.3602	0.0050	0.0662	0.0518
	B <sub>4</sub>	0,5ID <sub>shell</sub>	0.2405	0.0025	0.0332	0.0231
	B <sub>5</sub>	0,6ID <sub>shell</sub>	0.1729	0.0018	0.0239	0.0166
	B <sub>6</sub>	1,321 m	0.0749	0.0016	0.0207	0.0144
V <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	0,2ID <sub>shell</sub>	2.7613	0.0382	0.5079	0.4345
	B <sub>2</sub>	0,3ID <sub>shell</sub>	0.9941	0.0138	0.1829	0.1272
	B <sub>3</sub>	0,4ID <sub>shell</sub>	0.3937	0.0054	0.0724	0.0567
	B <sub>4</sub>	0,5ID <sub>shell</sub>	0.2629	0.0036	0.0484	0.0252
	B <sub>5</sub>	0,6ID <sub>shell</sub>	0.1890	0.0020	0.0261	0.0181
	B <sub>6</sub>	1,321 m	0.1638	0.0016	0.0226	0.0157
V <sub>3</sub>	B <sub>1</sub>	0,2ID <sub>shell</sub>	2.9943	0.0518	0.6884	0.5109
	B <sub>2</sub>	0,3ID <sub>shell</sub>	1.0780	0.0174	0.2313	0.1379
	B <sub>3</sub>	0,4ID <sub>shell</sub>	0.4270	0.0074	0.0982	0.0615

	B <sub>4</sub>	0,5ID <sub>shell</sub>	0.2851	0.0039	0.0524	0.0410
	B <sub>5</sub>	0,6ID <sub>shell</sub>	0.2050	0.0028	0.0377	0.0197
	B <sub>6</sub>	1,321 m	0.1776	0.0018	0.0245	0.0170
V <sub>4</sub>	B <sub>1</sub>	0,2ID <sub>shell</sub>	3.2256	0.0558	0.7416	0.6917
	B <sub>2</sub>	0,3ID <sub>shell</sub>	1.1613	0.0188	0.2492	0.1486
	B <sub>3</sub>	0,4ID <sub>shell</sub>	0.4600	0.0095	0.1058	0.0662
	B <sub>4</sub>	0,5ID <sub>shell</sub>	0.3071	0.0043	0.0565	0.0442
	B <sub>5</sub>	0,6ID <sub>shell</sub>	0.2208	0.0031	0.0406	0.0212
	B <sub>6</sub>	1,321 m	0.1913	0.0026	0.0352	0.0184
V <sub>5</sub>	B <sub>1</sub>	0,2ID <sub>shell</sub>	4.3229	0.0598	0.7951	0.7951
	B <sub>2</sub>	0,3ID <sub>shell</sub>	1.2451	0.0201	0.2672	0.1593
	B <sub>3</sub>	0,4ID <sub>shell</sub>	0.7397	0.0085	0.1134	0.0710
	B <sub>4</sub>	0,5ID <sub>shell</sub>	0.3293	0.0046	0.0606	0.0474
	B <sub>5</sub>	0,6ID <sub>shell</sub>	0.2367	0.0033	0.0435	0.0227
	B <sub>6</sub>	1,321 m	0.2051	0.0021	0.0283	0.0197

#### 4.5 Analisis Nilai Koefisien Konveksi dan *Pressure drop*

##### 4.5.1 Grafik Pengaruh Jarak *Baffle* terhadap Koefisien Konveksi dan *Pressure drop* Sisi *Shell*



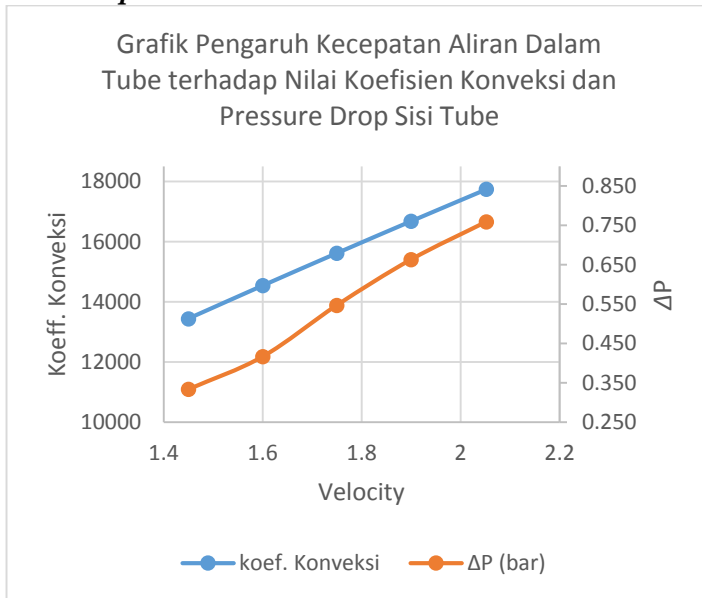
Gambar IV.6 Grafik pengaruh *baffle spacing* terhadap nilai  $h$  dan *pressure drop*

Pada Gambar 4.6 dapat terlihat bahwa grafik  $h_o$  maupun *pressure drop* sisi *shell* ( $\Delta P_o$ ) fungsi *Baffle Spacing* membentuk *trendline* menurun. Hal tersebut menunjukkan bahwa peningkatan nilai *baffle spacing* berbanding terbalik dengan nilai koefisien konveksi dan *pressure drop* pada sisi *shell*. Semakin besar nilai *baffle spacing* maka nilai koefisien konveksi dan *pressure drop* pada sisi *shell* akan semakin kecil. *Baffle spacing* lebih besar akan

menghasilkan aliran dengan olakan lebih sedikit dibandingkan dengan *baffle spacing* yang lebih kecil, hal tersebut menyebabkan nilai koefisien konveksi fluida sisi *shell* menjadi semakin kecil. Namun, semakin kecil olakan yang terjadi mengakibatkan penurunan tekanan (*pressure drop*) fluida menjadi semakin kecil pula. Analisis pengaruh jarak *baffle* terhadap nilai *pressure drop* dan koefisien konveksi dapat pula ditinjau dari persamaan yang digunakan. Semakin besar *baffle spacing* maka luas *crossflow area* ( $A_s$ ) pada sisi *shell* juga akan semakin besar, berdasarkan persamaan 2.28 dapat diketahui bahwa semakin besar nilai  $A_s$  maka Reynolds number pada sisi *shell* menurun. Penurunan nilai Reynolds number menyebabkan *pressure drop* pada *shell* juga mengalami penurunan. Nilai Reynolds number juga mempengaruhi nilai Nusselt number, dan perubahan nilai Nusselt number akan berdampak pada nilai koefisien konveksi pada sisi *shell*. Penurunan nilai Nusselt number terjadi seiring dengan turunnya nilai Reynolds number, dan penurunan nilai Nusselt number akan menyebabkan nilai koefisien konveksi mengalami penurunan pula. Hasil grafik dari Gambar 4.6 telah sesuai dengan penelitian terdahulu yang dilakukan oleh saudara Warida.

Pada HPH 3 terdapat 4 zona yaitu *Desuperheating*, *Condensing I*, *Condensing II*, dan *Subcooling*. *Pressure drop* total pada sisi *shell* tidak boleh melebihi 50 kPa atau setara dengan 0,5 bar, sehingga *pressure drop* sisi *shell* untuk tiap zona tidak boleh melebihi 0.125 bar. Pada Gambar 4.6 terlihat bahwa nilai *pressure drop* untuk zona *Subcooling* dengan jarak *baffle* 0.2ID memiliki *pressure drop* 0,3029 bar, sehingga jarak *baffle* 0.2ID tidak memenuhi syarat. Jarak *baffle* yang dapat digunakan adalah 0.4ID dengan *pressure drop* kurang dari 0.5 bar, yaitu sebesar 0.0518 bar. Jarak *Baffle* 0.4ID lebih tepat dipilih daripada kecepatan 0.3ID dengan alasan untuk memberi toleransi agar *pressure drop* yang terjadi tidak melebihi batas maksimal ketika timbul *fouling*.

#### 4.5.2 Grafik Pengaruh Kecepatan Aliran Dalam *Tube* terhadap Nilai Koefisien Konveksi dan *Pressure drop Sisi Tube*



Gambar IV.7 Grafik pengaruh kecepatan aliran dalam *tube* terhadap nilai koefisien konveksi dan *pressure drop* sisi *tube*

Pada Gambar 4.7 terlihat bahwa grafik koefisien konveksi sisi *tube* ( $h_i$ ) maupun *pressure drop* fungsi kecepatan membentuk *trendline* naik. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan nilai koefisien konveksi sebanding dengan peningkatan kecepatan fluida pada sisi *tube*. Peningkatan nilai koefisien konveksi relatif linier seiring dengan bertambahnya kecepatan fluida. Semakin besar kecepatan fluida juga menyebabkan nilai *pressure drop* sisi *tube* meningkat. Berdasarkan hasil yang ditunjukkan grafik pada Gambar 4.7 tersebut, maka dapat disimpulkan bahwa hasil yang diperoleh telah sesuai dengan teori bahwa nilai koefisien

konveksi dan *pressure drop* akan meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan aliran fluida.

Berdasarkan data desain HPH 3 pada diketahui bahwa *pressure drop* yang terjadi di dalam *tube* tidak boleh melebihi 0.059 MPa atau setara dengan 0.59 bar. Pada grafik Gambar 4.7 dapat dilihat bahwa kecepatan fluida 1.9 m/s dan 2.052 m/s memiliki *pressure drop* 0.664 bar dan 0.759 bar, sehingga kecepatan 1.9 m/s dan 2.052 m/s tidak dapat digunakan. Kecepatan fluida yang dapat digunakan adalah 1.6 m/s dengan *pressure drop* kurang dari 0.59 bar, yaitu sebesar 0.417 bar. Kecepatan 1.6 m/s lebih tepat dipilih daripada kecepatan 1.75 m/s dengan alasan untuk memberi toleransi apabila terjadi *plugging*. Saat terjadi *plugging*, kecepatan aliran di dalam *tube* akan mengalami kenaikan. Kecepatan 1,6 m/s dipilih dengan tujuan agar saat terjadi *plugging* maka *pressure drop* yang ditimbulkan tidak akan melebihi batas *pressure drop* maksimum yang diijinkan.

#### 4.6 Desain Optimal HPH 3

Berdasarkan hasil analisis yang telah dilakukan, maka didapatkan desain optimal seperti ditunjukkan pada Tabel 4.15.

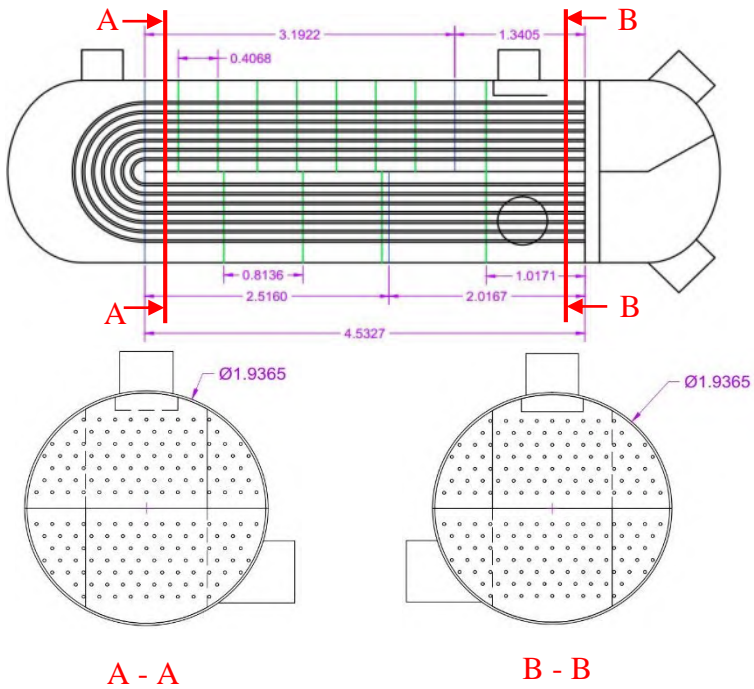
Tabel IV.15 Desain Optimal HPH 3

TUBE				
OD tube (mm)	0.01588			
ID tube (mm)	0.01168			
tebal (mm)	0.0021			
Pitch tube (mm)	0.02064			
pitch ratio	1.300			
Panjang tube (m)	9.0651			
Kecepatan fluida (m/s)	1.6			
<i>Pressure drop</i> (bar)	0.4169			
Jumlah tube	3574			
tube layout angle	60			
SHELL				
	Des	Cond I	Cond II	Sub
Panjang zona (m)	1.3405	3.1922	2.5157	2.0167
Luas tiap zona (m <sup>2</sup> )	238.8871	568.8910	448.3272	359.3911
Jumlah <i>Baffle</i>	1	7	3	1
<i>Baffle</i> Spacing (m)	0.5ID = 1.0171	0.2ID = 0.4068	0.4ID = 0.8136	0.5ID = 1.0171
ID <i>shell</i> (m)	1936.45			
ΔP tiap zona (bar)	0.2629	0.0382	0.0724	0.0252
ΔP Total	0.3988			

Tabel IV.16 Dimensi desain baru dan desain lama HPH 3

No	Item	Desain Baru	Desain Lama
1	OD tube (mm)	0.01588	0.01588
2	ID tube (mm)	0.01168	0.01168
3	tebal (mm)	0.0021	0.0021
4	Pitch tube (mm)	0.02064	0.02064
5	pitch ratio	1.300	1.300
6	Panjang tube (m)	9.0651	9.886
7	v tube side (m/s)	1.6	2.052
8	$\Delta P$ tube (bar)	0.4169	0.59
9	Jumlah tube	3574	2665
10	tube layout angle	60°	60°
11	ID shell (mm)	1936.45	2100
12	$\Delta P$ Total sisi shell (bar)	0.3988	0.5





Gambar IV.8 Sketsa desain baru HPH 3

## LAMPIRAN A

Tabel A-1 Hasil perhitungan pada V *tube side* 1.45 m/s untuk tiap variasi jarak *baffle*

V tube side	N tube	ID shell	Baffle Spacing	Desuperheating		Condensing I		Condensing II	
				$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h
1.45	3944	2.03421	0.2ID	2.5258	2116.03359	0.0350	8049.106	0.4646	6555.294
			0.3ID	0.9094	1693.06006	0.0105	6440.172	0.1394	5244.958
			0.4ID	0.3602	1445.29353	0.0050	5497.701	0.0662	4477.398
			0.5ID	0.2405	1278.36700	0.0025	4862.735	0.0332	3960.274
			0.6ID	0.1729	1156.39410	0.0018	4398.767	0.0239	3582.412
			1.321	0.0749	1107.16076	0.0016	4211.49	0.0207	3429.891

Subcooling		Tube		Overall Heat Transfer Coefficient			
$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h	Des	Con I	Con II	Sub
0.3029	7047.56	0.3339	13443.219	1611.051	3847.064	3469.216154	3602.381
0.0873	5638.825			1353.589	3436.704	3064.097238	3194.449
0.0518	4813.625			1190.432	3148.661	2785.165396	2911.677
0.0231	4257.668			1074.831	2929.573	2575.932675	2698.535
0.0166	3851.431			987.2764	2754.536	2410.552517	2529.437
0.0144	3687.456			951.1656	2679.911	2340.51963	2457.662

Tabel A-2 Hasil perhitungan pada V *tube side* 1.6 m/s untuk tiap variasi jarak *baffle*

V tube side	N tube	ID shell	Baffle Spacing	Desuperheating		Condensing I		Condensing II	
				$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h
1.6	3574	1.93645	0.2ID	2.7613	2174.141	0.0382	8270.138	0.5079	6735.306
			0.3ID	0.9941	1739.5524	0.0138	6617.022	0.1829	5388.987
			0.4ID	0.3937	1484.9821	0.0054	5648.671	0.0724	4600.35
			0.5ID	0.2629	1313.4716	0.0036	4996.269	0.0484	4069.025
			0.6ID	0.1890	1188.1493	0.0020	4519.559	0.0261	3680.787
			1.321	0.1638	1137.564	0.0017	4327.14	0.0226	3524.078

Subcooling		Tube		Overall Heat Transfer Coefficient			
$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h	Des	Con I	Con II	Sub
0.4345	7439.934	0.4169	14540.18	1665.412	4016.257	3616.08174	3809.801
0.1272	5793.67			1397.896	3581.707	3188.422748	3325.869
0.0567	4945.81			1228.638	3277.572	2894.809713	3027.895
0.0252	4374.586			1108.842	3046.733	2675.011279	2803.758
0.0181	3957.193			1018.179	2862.61	2501.550221	2626.22
0.0157	3788.716			980.8038	2784.192	2428.167163	2550.937

Tabel A-3 Hasil perhitungan pada V *tube side* 1.75 m/s untuk tiap variasi jarak *baffle*

V tube side	N tube	ID shell	Baffle Spacing	Desuperheating		Condensing I		Condensing II	
				$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h
1.75	3268	1.85169	0.2ID	2.9943	2228.3204	0.0518	8476.23	0.6884	6903.15
			0.3ID	1.0780	1782.9019	0.0174	6781.918	0.2313	5523.28
			0.4ID	0.4270	1521.9877	0.0074	5789.435	0.0982	4714.99
			0.5ID	0.2851	1346.2033	0.0039	5120.775	0.0524	4170.425
			0.6ID	0.2050	1217.7579	0.0028	4632.186	0.0377	3772.512
			1.321	0.1776	1165.912	0.0018	4434.972	0.0245	3611.898

Subcooling		Tube		Overall Heat Transfer Coefficient			
$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h	Des	Con I	Con II	Sub
0.5109	7815.359	0.5474	15618.24	1715.811	4173.731	3752.652199	4006.892
0.1379	5938.047			1438.995	3716.537	3303.943527	3448.011
0.0615	5069.059			1264.092	3397.371	2996.646985	3135.857
0.0410	4483.6			1140.412	3155.572	2767.013175	2901.479
0.0197	4055.806			1046.871	2962.984	2586.036312	2716.086
0.0170	3883.13			1008.325	2881.036	2509.538923	2637.541

Tabel A-4 Hasil perhitungan pada V tube side 1.9 m/s untuk tiap variasi jarak *baffle*

V tube side	N tube	ID shell	Baffle Spacing	Desuperheating		Condensing I		Condensing II	
				$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h
1.9	3010	1.77710	0.2ID	3.2256	2279.2891	0.0558	8670.108	0.7416	7061.046
			0.3ID	1.1613	1823.6825	0.0188	6937.042	0.2492	5649.615
			0.4ID	0.4600	1556.8004	0.0095	5921.858	0.1058	4822.837
			0.5ID	0.3071	1376.9952	0.0043	5237.903	0.0565	4265.815
			0.6ID	0.2208	1245.6118	0.0031	4738.139	0.0406	3858.801
			1.321	0.1913	1192.5801	0.0026	4536.413	0.0352	3694.513



Subcooling		Tube		Overall Heat Transfer Coefficient			
$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h	Des	Con I	Con II	Sub
0.6917	8176.972	0.6635	16679.45	1762.92	4321.203	3880.476682	4195.108
0.1486	6073.869			1477.435	3842.726	3412.020983	3562.295
0.0662	5185.004			1297.268	3509.46	3091.90622	3236.853
0.0442	4586.154			1169.965	3257.389	2853.06706	2992.884
0.0212	4148.575			1073.738	3056.874	2665.059901	2800.141
0.0184	3971.95			1034.099	2971.621	2585.650294	2718.546

Tabel A-5 Hasil perhitungan pada V tube side 2.052 m/s untuk tiap variasi jarak *baffle*

V tube side	N tube	ID shell	Baffle Spacing	Desuperheating		Condensing I		Condensing II	
				$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h
2.052	2787	1.71000	0.2ID	4.3229	2328.0513	0.0598	8855.592	0.7951	7212.107
			0.3ID	1.2451	1862.6976	0.0201	7085.45	0.2672	5770.481
			0.4ID	0.7397	1590.1059	0.0085	6048.548	0.1134	4926.015
			0.5ID	0.3293	1406.454	0.0046	5349.961	0.0606	4357.076
			0.6ID	0.2367	1272.2599	0.0033	4839.505	0.0435	3941.354
			1.321	0.2051	1218.0936	0.0021	4633.463	0.0283	3773.552

Subcooling		Tube		Overall Heat Transfer Coefficient			
$\Delta P$ (bar)	h	$\Delta P$ (bar)	h	Des	Con I	Con II	Sub
0.7951	8530.583	0.7594	17739.36	1807.726	4461.678	4002.182665	4377.647
0.1593	6203.811			1514.02	3962.872	3514.892556	3671.083
0.0710	5295.93			1328.857	3616.154	3182.566691	3332.976
0.0474	4684.268			1198.114	3354.296	2934.964498	3079.875
0.0227	4237.328			1099.336	3146.231	2740.267973	2880.137
0.0197	4056.924			1058.658	3057.831	2658.088081	2795.638

Tabel A-6 Hasil desain optimal untuk tiap variasi *V tube side*

<b>Nt</b>		<b>3944</b>		
<b>Zona</b>	<b>Desuperheating</b>	<b>Condensing 1</b>	<b>Condensing 2</b>	<b>Subcooling</b>
<b><math>\Delta T_{lmtD}</math></b>	64.43481451	10.51948612	20.32275391	13.1086791
<b>Q (kW)</b>	17102.15121	24083.12319	26322.56668	13182.4877
<b>U</b>	1071.606963	3835.522503	2583.660473	2920.41161
<b>Bs</b>	0.5ID	0.2ID	0.5ID	0.4ID
<b>A heat</b>	247.6821064	596.8892362	501.3144641	344.345472
<b>L heat</b>	1.259440283	3.035125789	2.549137036	1.75096443
<b>L total</b>	8.594667537			

Nt 3574				
Zona	Desuperheating	Condensing 1	Condensing 2	Subcooling
$\Delta T_{lmt,d}$	64.43481451	10.51948612	20.32275391	13.10867912
Q (kW)	17102.15121	24083.12319	26322.56668	13182.48773
U	1111.0599	4024.289732	2889.020094	2798.150524
Bs	0.5ID	0.2ID	0.4ID	0.5ID
A heat	238.887093	568.890972	448.3272264	359.3911427
L heat	1.340472755	3.19223127	2.515709093	2.016659958
L total	9.065073075			

Nt 3268				
Zona	Desuperheating	Condensing 1	Condensing 2	Subcooling
$\Delta T_{lmt,d}$	64.43481451	10.51948612	20.32275391	13.10867912
Q (kW)	17102.15121	24083.12319	26322.56668	13182.48773
U	1141.552496	3720.253208	2584.743294	2900.027925
Bs	0.5ID	0.3ID	0.6ID	0.5ID
A heat	232.5060571	615.3834078	501.1044495	346.7658037
L heat	1.426829492	3.776448691	3.075148303	2.128011982
L total	10.40643847			

<b>Nt</b>		<b>3010</b>		
<b>Zona</b>	<b>Desuperheating</b>	<b>Condensing 1</b>	<b>Condensing 2</b>	<b>Subcooling</b>
<b><math>\Delta T_{lmtD}</math></b>	64.43481451	10.51948612	20.32275391	13.10867912
<b>Q (kW)</b>	17102.15121	24083.12319	26322.56668	13182.48773
<b>U</b>	1169.964838	3842.726418	2662.394841	2992.884176
<b>Bs</b>	0.5ID	0.3ID	0.6ID	0.5ID
<b>A heat</b>	226.8596979	595.7702549	486.489211	336.0071607
<b>L heat</b>	1.511508897	3.969466806	3.241354799	2.238730886
<b>L total</b>	10.96106139			

Nt 2787				
Zona	Desuperheating	Condensing 1	Condensing 2	Subcooling
$\Delta T_{lmtD}$	64.43481451	10.51948612	20.32275391	13.10867912
Q (kW)	17102.15121	24083.12319	26322.56668	13182.48773
U	1098.236445	4457.216208	3185.749258	2883.017015
Bs	0.6ID	0.2ID	0.4ID	0.6ID
A heat	241.676436	513.6349663	406.5688354	348.8118554
L heat	1.739070519	3.696046839	2.925613632	2.510002317
L total	10.87073331			



## LAMPIRAN B

*Tabel B.1 Design Parameter Of HP Heaters*

Item		Unit	HP Heater 3
<i>Feedwater flow rate</i>		t/h	2064.14
<i>Feedwater inlet temperature</i>		°C	179.2
<i>Feedwater outlet temperature</i>		°C	209.8
<i>Feedwater inlet pressure</i>		MPa	19.91
<i>Heating steam pressure</i>		MPa	1.899
<i>Heating steam temperature</i>		°C	447.2
<i>Heating steam flow</i>		t/h	90.96
<i>Drain inlet flow</i>		t/h	296.91
<i>Drain inlet temperature</i>		°C	215.3
<i>Flow velocity in tube</i>		m/s	2.052
<i>Number of tube passes</i>		/	2
<i>Feedwater pressure drop</i>		MPa	0.059
<i>Design pressure for shell side</i>		MPa	2.3
<i>Shell side pressure drop</i>		MPa	0.05
<i>Design temperature for shell side</i>	<i>Steam inlet</i>	°C	465
<i>Design pressure for tube side</i>		MPa	28
<i>Design temperature for tube side</i>		°C	240



## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari hasil *re-design* yang telah dilakukan adalah didapatkan desain optimal HPH 3 dengan spesifikasi sebagai berikut,

Tabel V.1 Spesifikasi desain baru HPH 3

No	PERFORMANCE OF ONE UNIT						
1	Fluid allocation			Shell Side		Tube Side	
2	Fluid name			Steam	Drain	Feedwater	
3	Total Fluid Entering	Ton/hr		105,27	296,91	2064,1392	
4	Inlet Enthalpy	kJ/kg		3353,1	922,55	769,62	
5	Outlet Enthalpy	kJ/kg		784,31		903,72	
6	Inlet Temperature	°C		447,2	215,3	179,2	
7	Outlet Temperature	°C		184,7		209,8	
8	Operating Pressure	Bar		18,99		199,1	
9	Velocity	m/s		Not Applicable		1,6	
10	Pressure drop, allow./calc.	Bar		0,5	0,3988	0,59	0,4169
11		Heat Duty kW	Heating Area m	Length of tube mm	LMTD °C	Baffle Spacing (mm) / Number of baffle	
12	Desuperheating Zone	17102,1512	238,887	1340,4	64,435	1,0171 / 1	
13	Condensing I Zone	24083,1232	568,891	3192,2	10,52	0,4068 / 7	
14	Condensing II Zone	26322,567	448,327	2515,7	20,323	0,8136 / 3	
15	Subcooling Zone	13182,4877	359,39	2016,65	13,11	1,0171 / 1	
16	CONSTRUCTION OF ONE SHELL						
17			Shell Side		Tube Side		
18	Design/Test pressure	bar	23 / 34,5		280 / 420		
19	Design temperature	°C	465		240		
20	Number passes per shell		Three zones (two shrouded)		Two		
21	Tube No. 3574 (U)	15,88	OD 11,68	ID 9065,1	mm	Length	
22	Baffle	Type		Single segmental		Cut(%d)	

#### 5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan perancangan antara lain:

1. Perlu tambahan data desain tiap zona HPH 3 untuk dapat dibandingkan dengan desain baru.

2. Pada proses *re-design* HPH dapat dilakukan variasi *baffle cut* maupun bentuk *baffle*.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Pamudji, Nur. 2014. Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik (RUPTL) PT PLN (PERSERO) 2015 – 2024. Jakarta : PT. PLN
- [2] Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons (Asia) PteLtd : Hoboken
- [3] Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2005. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Shouthern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ : England
- [4] Kakac, Sadic. Liu, Hongtan. 2002. *Heat Exchanger Selections, Rating, and Thermal Design*. CRC Press LLC, 2000 N. W. Corporate Blvd: Boca Raton, Florida
- [5] Kuppan, T. 2000. *Heat Exchanger Design Handbook*..New York: Marcel Dekker Inc
- [6] Alfian, Devia Gahana Cindi. 2013. *Re-design High Pressure Heater (HPH) 5* pada Perusahaan Pembangkit Tenaga Listrik. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [7] Febriati, Warida. 2015. *Re-design High Pressure Heater (HPH) 6* di PLTU Unit 3 PT. Pembangkitan Jawa-Bali Unit Pembangkitan Gresik dengan Analisis Termodinamika dan Perpindahan Panas. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

## BIODATA PENULIS



Naufan Azka Habibullah lahir di Blitar pada 26 Desember 1993, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Riwayat pendidikan penulis diawali dari MI Perwanida Blitar. Penulis melanjutkan pendidikan di SMP Negeri 1 Blitar, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA Negeri 1 Blitar. Setelah tamat SMA, penulis melanjutkan pendidikan ke Surabaya untuk menempuh studi S1 Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Penulis aktif dalam berbagai kegiatan akademik dan kemahasiswaan. Penulis aktif mengikuti kegiatan Laboratorium Termodinamika dan Perpindahan Panas, sebagai Asisten Praktikum. Dalam bidang kemahasiswaan /organisasi, penulis aktif berkecimpung dalam kegiatan organisasi di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin sebagai staf Divisi Roda Empat pada tahun 2013/2014, sebagai staf ahli pada tahun 2014/2015 dan 2015/2016. Selain itu, penulis juga aktif dalam kegiatan kepanitiaan skala institut maupun nasional. Adapun penulis pernah mengikuti kepanitiaan seperti, *Engine Tune Up 2013*, *Mechanic's Skill Competition 2014*, *Mechanical City 2015*. Untuk informasi dan saran dapat menghubungi penulis melalui email [azkanaufan26@gmail.com](mailto:azkanaufan26@gmail.com).